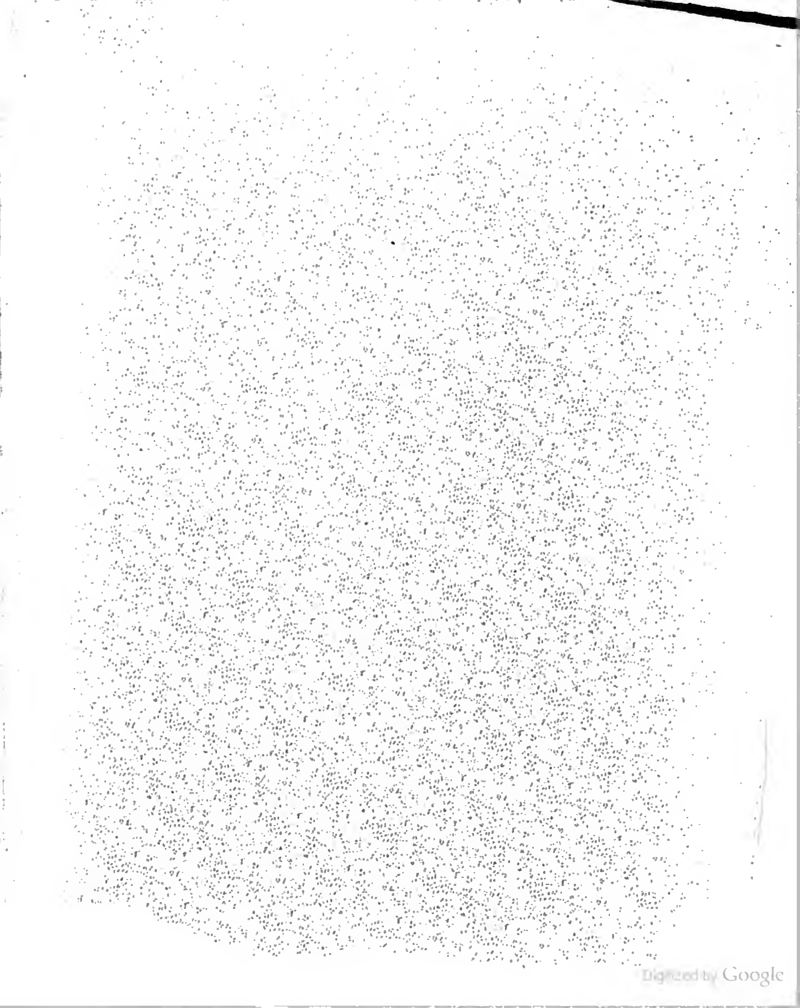


Mittheilungen aus dem Maschinen-laboratorium

Königliche Technische Hochschule zu Berlin



MITTHEILUNGEN

AUS DEM

MASCHINEN-LABORATORIUM

DER

KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE

ZU

BERLIN.

I. HEFT

HERAUSGEGEBEN ZUR HUNDERTJAHRFEIER DER HOCHSCHULE:

DIE MASCHINEN, DIE VERSUCHSEINRICHTUNGEN UND HÜLFSMITTEL DES MASCHINEN-LABORATORIUMS.

VON

PROFESSOR E. JOSSE

VORSTEHER DES MASCHINEN-LABORATORIUMS

MIT 73 TEXTFIGUREN UND 2 TAFELN.



MÜNCHEN UND LEIPZIG.

DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.

1899.

MITTHEILUNGEN

AUS DEM

MASCHINEN-LABORATORIUM

DER

KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE

ZU

BERLIN.

I. HEFT

HERAUSGEGEBEN ZUR HUNDERTJAHRFEIER DER HOCHSCHULE:

DIE MASCHINEN, DIE VERSUCHSEINRICHTUNGEN UND HÜLFSMITTEL DES MASCHINEN-LABORATORIUMS.

VON

PROFESSOR E. JOSSE

VORSTEHER DES MASCHINEN-LABORATORIUMS

MIT 73 TEXTFIGUREN UND 2 TAFELN.



MÜNCHEN UND LEIPZIG.

DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.

1899.

Vorwort.

Die Kgl. Technische Hochschule zu Berlin rüstet sich zur Feier ihres Hundertjährigen Bestehens.

Aus kleinen Anfängen entstanden, haben sich die technischen Hochschulen, und mit ihnen die Technik zu einer Höhe und einer Bedeutung entwickelt, die sie eng mit dem wirthschaftlichen Leben der Nation verbinden.

Dank der Fürsorge der Staatsregierung und der thatkräftigen Förderung hervorragender Männer ist in Berlin in den letzten Jahren für das besondere Gebiet des Maschinenbaues ein Institut entstanden, das wie kein anderes dazu geeignet erscheint, ein Bindeglied zwischen der Hochschule und der schaffenden Industrie zu werden, und es ist ein glücklicher Zufall, dass dieses Institut gerade in dem Jahre vollendet werden konnte, das für die Hochschule eine Freude über die bisherigen Erfolge und eine Mahnung bedeutet, rüstig weiter zu arbeiten.

Wenn ich es unternehme, bei dieser Gelegenheit zunächst die Einrichtungen und Ziele dieses Instituts weiteren Kreisen zugänglich zu machen, so wende ich mich dabei an diejenigen, die an den Bestrebungen der Hochschule und an dem Fortschreiten der technischen Wissenschaften ein Interesse nehmen.

In der Beschreibung musste ich mich kurz fassen. Eine erschöpfende Darstellung aller Einzelheiten würde zu umfangreich geworden sein und die Uebersicht erschwert haben. Ich habe daher in ausgiebiger Weise die bildliche Darstellung zu Hülfe genommen.

Da das neue Laboratorium Gelegenheit bietet zu mannigfachen Versuchen und Feststellungen, die wohl auch über den Rahmen der Hochschule hinaus von Interesse sein dürften, so werde ich dieselben in weiteren Heften der »Mitteilungen« veröffentlichen, ohne jedoch dabei ein regelmässiges Erscheinen der Letzteren in Aussicht zu nehmen. Ein zweites Heft konnte dank des Entgegenkommens der Verlagshandlung noch zum Jubiläum fertig gestellt werden.

Charlottenburg, im September 1899.

E. Josse.

INHALT.

EINLEITUNG.

Im Jahre 1895 wurde Seitens des preussischen Unterrichtsministeriums beschlossen, an den technischen Hochschulen der Monarchie Maschinenlaboratorien einzurichten, um dem Unterricht im Maschinenbau schon auf der Hochschule die so nothwendige unmittelbare Fühlung mit den praktischen Ausführungen zu geben.

Ueber die Zweckmässigkeit und die Bedeutung der Maschinenlaboratorien für den technischen Unterricht und für wissenschaftliche Forschungen auf dem Gebiete des Maschinenbaues ist schon häufig und von berufenerer Seite geschrieben worden. Ich möchte nur erwähnen, dass die Erwartungen, die man an dieses neue Unterrichtsmittel geknüpft hat, sich in den drei Jahren, in denen der Unterricht jetzt an der Technischen Hochschule zu Berlin besteht, vollkommen bestätigt haben.

Während es damals grosse Anstrengungen gekostet hatte, die Mittel für die Errichtung solcher Laboratorien zu beschaffen, ist jetzt die Ueberzeugung von der Bedeutung und Nothwendigkeit derselben auch in weitere Kreise gedrungen, und an fast allen deutschen technischen Hochschulen sind solche Anstalten theils im Betrieb, theils im Bau.

Es ist mit eines der grossen Verdienste des Herrn Geh. Regierungsrath Riedler um das technische Unterrichtswesen, die maassgebenden Kreise von der Nothwendigkeit der Maschinenlaboratorien überzeugt zu haben.

Für den Bau und die Ausstattung des Maschinenlaboratoriums an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin wurde Seitens des Kultusministeriums zunächst eine Summe von M. 43000 resp. M. 160900, also insgesammt M. 203900, zur Verfügung gestellt. Zur Leitung des Baues und des Unterrichts im Laboratorium wurde eine neue etatsmässige Professur beantragt und bewilligt, welche dem Verfasser im October 1896 übertragen worden war.

Nachdem das Maschinenlaboratorium, das ursprünglich in sehr bescheidenem Umfange erbaut werden sollte, in Folge besonderer glücklicher Umstände als eines der grössten und reichhaltigsten Institute dieser Art jetzt vollendet ist, dürfte gerade das Jubiläum bei Gelegenheit des 100jährigen Bestehens der Berliner Technischen Hochschule einen begründeten Anlass bieten, die Versuchseinrichtungen und Hülfsmittel dieses neuen wissenschaftlichen Instituts in weiteren Kreisen bekannt zu machen.

Was bei Beginn des Baues (1896) an Vorbildern vorhanden war, verdiente kaum diesen Namen. Es bestanden wohl an einigen Hochschulen kleinere Maschinenanlagen, an

welchen in bescheidenem Maasse Versuche ausgeführt werden konnten, z. B. in München, Stuttgart und Darmstadt. Es bestanden auch bereits umfangreiche und mit reichen Mitteln ausgestattete Laboratorien an amerikanischen Hochschulen, welche jedoch mehr nach der physikalischen Richtung hin entwickelt waren, was für unsere Verhältnisse zunächst nicht in Betracht kam, da wir an der Hochschule bereits seit Langem vorzüglich eingerichtete Laboratorien für Physik besassen. Die amerikanischen Ingenieurlaboratorien sind zum grossen Theil eine Verquickung von physikalischen und maschinentechnischen Laboratorien mit Lehrwerkstätten, eine Verschmelzung, bei der das eigentliche Maschinenlaboratorium und seine Aufgaben fast regelmässig zu kurz kamen.

Bei dem Entwurf des Laboratoriums in Berlin, des ersten grösseren Instituts dieser Art, musste daher im Wesentlichen selbständig vorgegangen werden.

Im Vordergrund stand zunächst selbstverständlich der Unterrichtszweck des Laboratoriums. Dasselbe muss den Studirenden Gelegenheit geben, die wichtigeren Maschinen, deren Construction in den Vorträgen behandelt wird, im Betrieb kennen zu lernen, es muss ihnen ermöglichen, das Verhalten der Maschinen und Maschinentheile in Bezug auf Festigkeit und in dynamischer Beziehung und der in den Maschinen thätigen Arbeitsmedien zu studiren, um aus dieser selbst gewonnenen Erkenntniss und Erfahrung Nutzen für ihren künftigen Beruf zu schöpfen. Die Studirenden sollen ferner im Laboratorium den Maschinenbetrieb kennen lernen und zwar ganz besonders die Wirthschaftlichkeit desselben.

Wenngleich der Unterricht somit die Hauptaufgabe des Laboratoriums bildet, so bin ich doch der Ansicht, dass ein solches Institut auch für weitere Kreise (den Professoren der Hochschule zum Beispiel und für die Technik) nützlich werden kann, indem die reichhaltigen Hülfsmittel desselben technische Forschungen ermöglichen, zu denen in den meisten Fällen in der Praxis keine Zeit bleibt oder die Einrichtungen fehlen. Diese Ausdehnung des Wirkungskreises des Laboratoriums beeinträchtigt nicht nur nicht den Unterrichtszweck desselben, sondern kommt ihm in erster Linie zu Gute, indem die Lehrer der technischen Hochschulen, welche, wenn sie nicht in engster Fühlung mit der Praxis bleiben können, den ungeheueren Fortschritten derselben nur mit äusserster Anstrengung zu folgen vermögen, in dem Laboratorium ein Mittel finden, die Verbindung mit der schaffenden Technik in einfachster Weise zu pflegen. Ich habe gerade auf diese Bedeutung des Laboratoriums beim Bau desselben den grössten Werth gelegt, und dieser Gesichtspunkt ist maassgebend gewesen für die ganze Anordnung und Disposition. Nach den Erfahrungen, die jetzt bereits vorliegen, nachdem das Laboratorium kaum vollendet ist, lässt sich bestimmt annehmen, dass diese Ausdehnung des Wirkungskreises desselben sowohl für den Unterricht wie für die technische Forschung von hervorragendem Werth sein dürfte.

Während dies im Grossen und Ganzen die Gesichtspunkte sind, welche bei dem Bau als Richtschnur dienten, so ist zunächst zu entwickeln, welche Forderungen sich aus dem in erster Linie in's Auge zu fassenden unmittelbaren Unterrichtszweck für die Einrichtung des Laboratoriums ergaben. Wie im Constructionsunterricht die Dampfmaschine diejenige Maschine ist, welche den Studirenden zunächst Gelegenheit gibt, sich als Constructeure auszubilden, so musste sie auch im Laboratorium entsprechend ihrer hervorragenden Bedeutung in der heutigen Maschinentechnik und in der Industrie die bedeutsamste Rolle spielen, um so mehr,

als die anderen Wärmekraftmaschinen, z. B. die Gasmaschinen, schon deswegen nicht in den Bereich des Laboratoriums gezogen werden konnten, weil an der Technischen Hochschule bereits ein Gasmaschinenlaboratorium bestand. Somit stand es von Anfang an fest, dass das Hauptunterrichtsmittel für das Laboratorium die Dampfmaschine sein würde und zwar von solcher Grösse, dass die kennzeichnenden Wärmevorgänge in derselben studirt werden konnten.

Es war selbstverständlich, dass man beim Bau der Versuchsmaschinen des Laboratoriums einen Fortschritt erstrebt hat und sich bemühte, dieselben nach der einen oder der anderen Richtung hin fortzubilden. Wenn ich darauf verzichtet habe, bei diesen Dampfmaschinen etwa eine neue Steuerung in die Welt zu setzen, und wenn ich dieselben nach der wärmetechnischen Seite hin entwickelt habe, so ist damit die Möglichkeit weitgehender technischer Forschungen, welche das Laboratorium bietet und deren Nothwendigkeit ich oben angedeutet habe, unmittelbar gegeben.

Es trat nun weiter die Frage auf, wie diese Kraftmaschinen zu belasten wären. Im Gegensatz zu anderen Laboratorien habe ich darauf verzichtet, die Dampfmaschinen lediglich durch Bremsen zu belasten. Trotzdem es gelungen ist, vorzügliche Bremsen nach Art von umgekehrten Turbinen zu bauen, so habe ich doch davon Abstand genommen, weil diese Bremsen im Betrieb entweder unbequem oder wenn vollkommen, in der Anschaffung sehr kostspielig sind. Ferner erscheint es mir unwirthschaftlich, die Energie dauernd auf diese Weise zu vernichten. Ich habe daher die Kraftmaschinen des Laboratoriums sämmtlich nutzbar belastet, indem ich durch sie Dynamos, Pumpen, Luftcompressionsmaschinen etc. antreiben lasse. Wenn ich somit bei einzelnen Maschinen von vornherein auf die gewöhnliche Feststellung des mechanischen Wirkungsgrades mittels Bremsen verzichtet habe und diese Maschinen durch Dynamos etc. belaste, so hat diese Anordnung doch den grossen Vortheil, dass ich einerseits die Dampfmaschinen als Untersuchungsobjecte zur Verfügung habe, andererseits die Möglichkeit besitze, Studien an den angetriebenen Maschinen zu machen (Dynamomaschinen, Pumpen, Compressoren, Gebläse etc.).

In dieser Anordnung liegt noch ein weiterer Vortheil, der namentlich von Bedeutung ist für die Untersuchung von Maschinen, welche Seitens der Maschinenindustrie dem Laboratorium zeitweise überlassen werden. Ich meine den Umstand, dass man nun in dem Laboratorium die Energie nicht nur in Form von Dampfkraft zur Verfügung hat, sondern auch in Form von elektrischem Strom, Druckwasser und Druckluft. Damit ist der Betrieb und die Untersuchung von Elektromotoren und elektrisch angetriebener Maschinen aller Art, Turbinen, Wassermotoren und Luftmaschinen mit in den Bereich des Laboratoriums hineingezogen. Es ist ferner damit eine weitere Ausdehnung der Thätigkeit desselben gegeben, indem nun auch sämmtliche Kraftübertragungen, welche die Technik heute kennt und benutzt, das sind Uebertragungen durch elektrischen Strom, durch Druckwasser und durch Druckluft, zur Benutzung, Vorführung und Untersuchung zur Verfügung stehen.

Durch diese in grossen Umrissen skizzirte Einrichtung des Laboratoriums, welche sich nach den ursprünglichen Plänen im Wesentlichen nur auf Dampfmaschinen beschränken sollte, ist nicht nur der Wirkungskreis desselben ungeheuer erweitert, sondern es ist auch ein wirthschaftlicher Betrieb ermöglicht worden, soweit von einem solchen in einem Laboratorium überhaupt die Rede sein kann.

Während die eben gesagten Gesichtspunkte vornehmlich maassgebend waren für die Art der aufzustellenden Maschinen, kommt für die zu wählende Disposition Folgendes in Betracht.

Der Bau des Laboratoriumsgebäudes, die Anschaffung von Maschinen, welche heute als vollkommen gelten, in einigen Jahren aber vielleicht veraltet sind, kosten erhebliche Summen, und es wäre nicht angängig gewesen, diese Maschinen alle paar Jahre umzubauen resp. auszuwechseln. Ich habe deshalb darauf gerechnet, dass die theuersten Objecte, die grösseren Dampfmaschinen mit den direct angetriebenen Arbeitsmaschinen, mir die Energie in Form von elektrischem Strom, Druckluft und Druckwasser auf lange Jahre werden überlassen müssen, und ich habe diese daher fest, wie gewöhnlich aufgestellt. Anders verhält es sich mit den kleineren Maschinen und den Motoren. Die Anschaffungskosten derselben sind nicht so erheblich. Es besteht die Möglichkeit, sie im Laufe der Jahre ersetzen zu können, um eventuell Fortschritten der Technik Rechnung zu tragen. Diese Maschinen sind daher nicht fest montirt, die Fundamente und Rohrleitungen sind vielmehr so angeordnet, dass die Maschinen mit Leichtigkeit aufgestellt und nach der Untersuchung wieder weggenommen werden können. Es sind zu diesem Zweck in dem Laboratorium gusseiserne Roste, Rohr- und Abflusscanäle zur Aufnahme von Leitungen aller Art ausgeführt, welche gestatten jede beliebige Maschine bis zu einigen 100 PS. in dem Laboratorium zu untersuchen.

Diese Anordnung ist von sehr grossem Werth. Für die Studirenden hat sie den grossen Vorteil, dass sie ihnen Gelegenheit gibt, selbst Maschinen zu montiren resp. der Montage beizuwohnen, und dass die beständigen Veränderungen, welche in der Aufstellung der Maschinen möglich und nöthig sind, in erhöhtem Maasse auf sie anregend wirken. Auch für die Leistungsfähigkeit des Laboratoriums und seine Verbindung mit der Maschinentechnik ist diese Einrichtung von grossem Nutzen, da sie ermöglicht, in demselben Maschinen irgendwelcher Art aufzustellen und zu untersuchen. Trotzdem das Laboratorium kaum vollendet ist, so sind doch in dieser letzteren Beziehung bereits eine ganze Reihe von Versuchen gemacht, welche beweisen, wie wichtig gerade dieser Gesichtspunkt für die Maschinenlaboratorien zu werden verspricht.

Somit wird das Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule in Berlin, wie es projectirt und gebaut wurde, niemals eine fertige in sich geschlossene Anstalt, wie etwa ein physikalisches oder elektrotechnisches Laboratorium, sein, sondern es ist im Wesentlichen eine grosse Maschinen- und Montagehalle, in der es eben auch wie in einer solchen aussieht.



Fig. 1.

A. Gebäulichkeiten.

1. Das Laboratoriumsgebäude.

Für die Zwecke des Maschinenlaboratoriums war nach den ursprünglichen Plänen eine Halle von 20 m Länge und 10 m Breite in dem Park der Technischen Hochschule mit der Front an der Kurfürstenallee und nahe dem vorhandenen Kesselhaus errichtet worden. In diesem sehr knapp bemessenen Raum sollten nicht nur die Maschinen untergebracht, sondern auch noch zwei Nebenräume abgetheilt werden zur Aufnahme von Versuchs- und Messapparaten und von Werkzeugen, Oel etc. Obgleich vorauszusehen war, dass dieser Raum nicht genügen würde, so musste man sich doch damit zufrieden geben, da die zur Verfügung stehende Bausumme nur auf Kosten der Mittel für die innere Einrichtung hätte vergrössert werden können. Man hatte daher wenigstens bei der Errichtung der ursprünglichen Halle auf eine spätere Vergrösserung Bedacht genommen und deshalb die Höhe derselben so reichlich gewählt, dass grosse vertikale Maschinen aufgestellt und mit dem Laufkrahn bedient werden konnten.

In Folge eines besonderen glücklichen Umstandes konnte die Vergrösserung des Laboratoriumsgebäudes schon früher ermöglicht werden, als man zu hoffen wagte.

Im Herbst 1897 bot Herr Geh. Regierungs-Rath A. Riedler dem Laboratorium mehrere grosse Dampfmaschinen im Gesammtwerthe von M. 120000 zum Geschenk an. Diese Maschinen konnten in dem vorhandenen Gebäude nicht untergebracht werden. Wollte man daher auf das hochherzige Geschenk, das eine wesentliche Bereicherung der Unterrichtsmittel des Laboratoriums bildete, nicht verzichten, so musste das Laboratoriumsgebäude erheblich vergrössert werden.

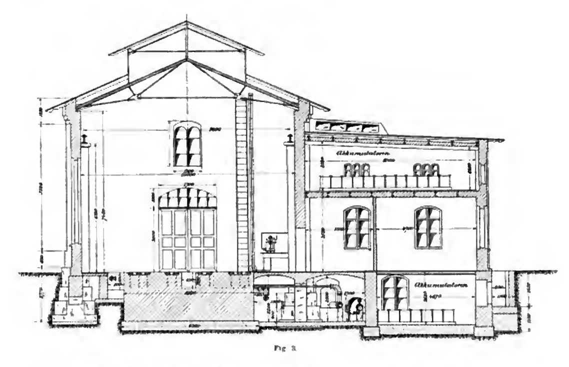


Fig. 3.

Ohne Weiteres war eine Bewilligung von Mitteln zur Vergrösserung der Maschinenhalle, nachdem der ursprüngliche Bau kaum vollendet war, nicht zu erreichen, und es wurde daher auf meinen Antrag dem vorgesetzten Herrn Minister vorgeschlagen, die Riedlerschen Maschinen nicht nur für die Unterrichtszwecke des Laboratoriums zu benutzen, sondern dieselben mit Dynamos zu belasten und gleichzeitig als Lichtmaschinen zu der lang ersehnten elektrischen Beleuchtung der Hör- und Zeichensäle der Technischen Hochschule zu verwerthen.

Es war dabei vorausgesetzt, den während des Maschinenbetriebs für Uebungszwecke gewonnenen Strom in einer genügend grossen Accumulatorenbatterie aufzuspeichern und beliebig für Beleuchtungszwecke zu verwenden.

Die Belastung der Dampfmaschinen durch Dynamos gestattete daher die Erzeugung von elektrischem Strom und die Nutzbarmachung desselben für die Beleuchtung der Technischen Hochschule ohne besonderen Aufwand gewissermaassen als Nebenproduct des Unterrichtsbetriebs. Hierdurch wurden die Erzeugungskosten des elektrischen Lichts, als zum grossen Theil inbegriffen in den so wie so aufzuwendenden Betriebskosten des Laboratoriums, äusserst gering, so dass sich sogar erhebliche Ersparnisse gegenüber der mangelhaften alten Gasbeleuchtung erwarten liessen, die noch nicht einmal eine Ausnutzung sämmtlicher Tische der Zeichensäle ermöglichte.

Zudem wurden durch die Schenkung der Riedler'schen Maschinen und eines grossen Dampfkessels Seitens der Firma A. Borsig in Berlin die Anlagekosten der elektrischen Beleuchtungsanlage ganz bedeutend vermindert.

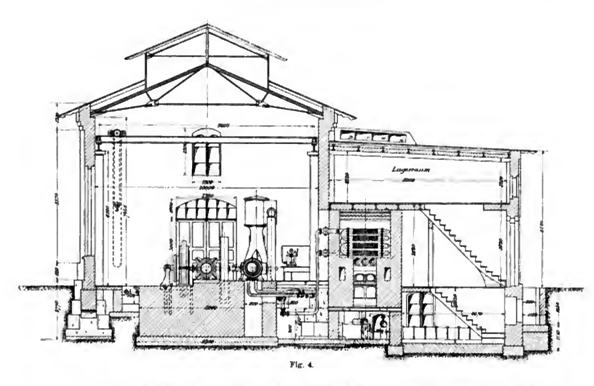


Fig. 4.

Diesen Gesichtspunkten schloss sich das Ministerium an, und es wurden daher im Jahre 1898 zur *Erweiterung des Laboratoriumsgebäudes* und *Einrichtung der elektrischen Beleuchtung* mittels indirecten Bogenlichts in den Hör- und Zeichensälen weitere M. 218000 zur Verfügung gestellt.

Jetzt war es möglich, das Gebäude ganz wesentlich zu vergrössern und den Bedürfnissen entsprechend zu gestalten. Die vorhandene Breite der Maschinenhalle von 10 m musste aus verschiedenen Gründen beibehalten werden, dagegen wurde die Länge auf 55,5 m ausgedehnt, so dass ein stattlicher, durchgehends von einem Laufkrahn bestrichener Raum von 555 qm Grundfläche und 7,5 m Höhe der Laufkrahnschiene über Flur für die Aufstellung der Maschinen zur Verfügung stand.

Die Nebenräume zur Aufnahme der Messapparate, Accumulatoren, der Zimmer für Professor, Assistenten und Maschinisten wurden in einem besonderen zweistöckigen Anbau von 21 m Länge und 8 m Breite auf der Nordseite der Maschinenhalle untergebracht.

Der ganze Bau, dessen Ansicht von dem Hauptgebäude der Hochschule aus in Fig. 1 und dessen Grundriss in Fig. 2 (Tafel I) dargestellt ist, wurde im Ziegelrohbau ausgeführt. Die langen Seitenwände sind durch kräftige Pfeiler gestützt, auf denen auch die I-Träger für den Laufkrahn ruhen. Das Dach ist als Holzcementdach ausgeführt und mit einer Laterne versehen, die in der ganzen Länge des Gebäudes durchgeführt ist, um dem Raum Oberlicht zu geben und eine kräftige Ventilation zu ermöglichen.

Der Querschnitt der Maschinenhalle und des Anbaus ergibt sich aus Fig. 3 und 4, die Disposition der Räume in letzterem erhellt aus Fig. 2 (Tafel I).

An den beiden Giebelseiten der Maschinenhalle sind grosse Einfahrtsthore vorgesehen, namentlich an der Ostseite, durch welche mit Maschinen beladene Wagen unmittelbar in das Laboratorium hineingeschoben und mittels des Laufkrahnes bequem ent- und beladen werden können.

Der Haupteingang in das Laboratorium befindet sich auf der Nordseite im Anbau.

Durch einen als Windfang dienenden Vorraum, von dem Treppen in das Keller- und in das erste Geschoss des Anbaus führen, gelangt man in den Garderoberaum, in dem Wasch- und Garderobe-Einrichtungen für die Studirenden vorgesehen sind (siehe Fig. 2, Tafel I und 4).

In dem Keller und in einem Theil des ersten Stockes des Seitenbaus sind die Accumulatorenbatterien für die Beleuchtungsanlage der Hochschule untergebracht. Der übrigbleibende grössere Theil des ersten Stockes dient als Aufbewahrungsraum für kleinere Maschinen und als Lagerraum für Materialien, Oel etc.

Mit Rücksicht auf die starke Belastung der Decken durch Accumulatoren und Maschinen sind dieselben aus T-Trägern mit zwischenliegenden Gewölben ausgeführt.

Um das Herauf- und Herunterschaffen der Maschinen etc. aus der Maschinenhalle in den im ersten Stock gelegenen Lagerraum zu erleichtern, ist in gleicher Höhe mit dem Fussboden desselben eine Bühne aus Schmiedeeisen angebracht, auf welcher die Gegenstände mittels des Laufkrahnes abgelegt werden können. (Siehe Fig. 2, Tafel I: Grundriss, I. Stock.)

Im Parterre des Anbaues befinden sich ausser dem Professorenzimmer, ein Raum für die Maschinisten, ein Raum zur Aufstellung eines Dampfüberhitzers und zwei Zimmer, welche zur Aufnahme von Messinstrumenten und von Zeichentischen für die Assistenten dienen.

Die ganze Breite des Kellerraumes im Anbau konnte für die Unterbringung von Accumulatoren nicht benutzt werden, weil der vorhandene Dampfcanal für die Heizung (siehe Fig. 2, Tafel I) nicht verlegt werden konnte und durch den Keller hindurchgeführt werden musste. Es wurde deshalb der Accumulatorenraum an der Heizdampfleitung durch eine Mauer sorgfältig abgeschlossen, um schädlichen Einfluss der Säuredämpfe auf die Dampfrohre zu vermeiden, und der übrig bleibende Theil des Kellerraumes zur Aufnahme von Rohrleitungen vorgesehen. (Siehe Fig. 2, Tafel I, 3 und 4.)

Ebenso wurde der an diesen Rohrkeller angrenzende Raum der Maschinenhalle zur Aufnahme von Rohrleitungen unterkellert.

Während im Allgemeinen die Rohrleitungen im Laboratorium in Canälen verlegt wurden, ergab sich die Unterkellerung an dieser Stelle aus der Nothwendigkeit, eine grosse Anzahl von Rohren unterzubringen, deren Zugänglichkeit bei der Unterbringung in Rohrcanälen ungenügend gewesen wäre, und aus dem Umstand, dass von diesem Kellerraum die Auslassventile einer horizontalen Dampfmaschine zugänglich sein mussten. Die Rohrkeller sind zugänglich durch eine rechts vom Eingang in die Maschinenhalle befindliche Treppe.

An den Kellerraum zur Aufnahme der Rohrleitungen, der sich über die ganze Länge des Anbaues erstreckt, schliessen sich links und rechts Rohrcanäle, die, mit Riffelblech abgedeckt, von oben aus bequem zugänglich sind. Sonst ist der Fussboden der Maschinenhalle nirgends unterkellert, abgesehen von einem kleineren Raum, der bei dem östlichen Einfahrtsthor zur Unterbringung von Wasserabscheidern und Messgefässen ausgeschachtet wurde; sämmtliche Fundamente sind massiv aufgemauert.

Für die Unterbringung der endgültig verlegten Dampf-, Pressluft- und Druckwasserleitungen, sowie der nur zeitweise für bestimmte Versuche einzubauenden Röhren sind zahlreiche Canäle vorgesehen.

Wasser und Gas ist an jeder Stelle des Laboratoriums durch zahlreiche Anschlusshähne zur Verfügung; ferner sind an geeigneten Stellen Waschbecken angebracht.

Die Fundamente sind sämmtlich in Cementmauerwerk ausgeführt; es sind fast überall nur gusseiserne Anker verwendet. Die Maschinenhaussohle ist mit Cement abgeglättet, der theilweise mit Linoleum belegt ist.

Zwischen den Hauptrohrcanälen und den Umfassungsmauern ist in Asphalt verlegter Stabfussboden ausgeführt.

Dieser Fussboden ist sehr solid und gestattet das Ablegen selbst schwerer Maschinentheile. Es werden hier in der Regel die leicht transportablen Tische der Studirenden aufgestellt, auf denen sie die gewonnenen Versuchsresultate unmittelbar während der Uebungen ausrechnen. Diese Tische, aus Tischplatte und zwei Böcken bestehend, werden immer nur nach Bedarf aufgestellt, so dass sie wenig Raum in Anspruch nehmen.

2. Das Kesselhaus.

Um die Kosten zur Herstellung eines neuen Kesselhauses und eines Schornsteins zur ersparen, wurden die **Hochdruckdampfkessel** für das Laboratorium in dem vorhandenen, dem Laboratorium benachbarten **Kesselhaus der Hochschule** untergebracht. In diesem Kesselhaus sind die Kessel für die Dampfheizung des Hochschulgebäudes untergebracht, sowie die Reparaturwerkstätte, Schmiede,

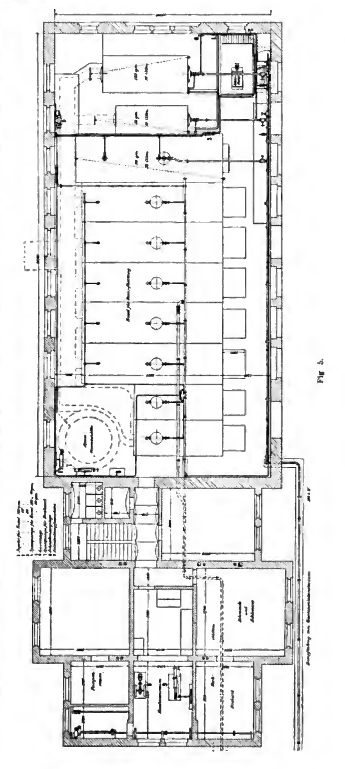


Fig. 3.

Canalisationspumpen etc. Der noch zur Verfügung stehende Platz reichte gerade für die Dampfkessel des Laboratoriums aus. Der Grundriss des Kesselhauses ist in Fig. 5 dargestellt. Fig. 6 gibt den Lageplan von Kesselhaus und Laboratoriumsgebäude.

Um den Maschinen- und Kesselbetrieb der Hochschule einheitlich zu gestalten, wurde dem Vorsteher des Maschinenlaboratoriums auf seinen Antrag auch die Betriebsleitung über die übrigen Maschinenanlagen der Hochschule für Heizung und Lüftung übertragen. Hierdurch konnten die Nebenräume des Kesselhauses für das Laboratorium mit nutzbar gemacht werden.

In diesen Nebenräumen befinden sich die Reparaturwerkstätte des Laboratoriums, bestehend aus Schlosserei, Schmiede und Dreherei, sowie ein Raum für die Betriebsmaschine der Canalisationspumpen, die mit für den Unterricht herangezogen wird.

Ein Nachtheil der Benutzung des vorhandenen Kesselhauses für die Zwecke des Laboratoriums ist die grosse Entfernung der Dampfkessel von der Maschinenhalle, was weniger für den Maschinenbetrieb als für den Unterricht lästig empfunden wird.

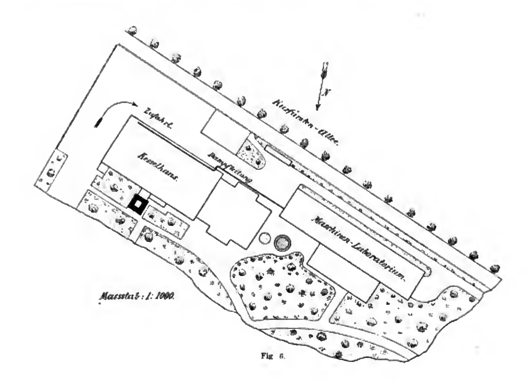


Fig. 6.

B. Die Dampfkesselanlage und die Versuchseinrichtungen im Kesselhaus.

Für den Maschinenbetrieb des Laboratoriums sind drei Kessel aufgestellt und zwar:

Ein Flammrohrkessel von 80 qm Heizfläche für 12 kg/qcm Ueberdruck, gebaut von der Actiengesellschaft Paucksch, Landsberg a. W., ein Wasserrohrkessel Bauart Heine von 150 qm Heizfläche und 18 kg/qcm Dampfdruck und ein ebensolcher von 50 qm Heizfläche und 10 kg/qcm Dampfdruck.

Die beiden letzteren sind von der Firma A. Borsig, Berlin, gebaut, welche den grösseren in dankenswerther Weise als Geschenk überlassen hat.

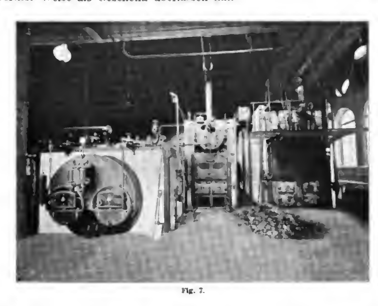


Fig. 7.

Die Ansicht der Kessel geht aus Fig. 7 hervor.

Zur Speisung der beiden Borsig-Kessel dienen zwei Injectoren und eine von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal gelieferte Duplex-Differentialspeisepumpe für max. 20 kg/qcm Druck, welche das Wasser aus zwei geaichten, rechteckigen Behältern entnimmt.

Diese Behälter dienen zur Messung des Speisewassers und können durch Hähne beliebig mit der Pumpe oder den Injectoren verbunden werden.

Der Abdampf der Speisepumpe kann entweder unmittelbar ins Freie geleitet oder zwecks Vorwärmung des Speisewassers durch in den Messbehältern befindliche Schlangenrohre geführt werden. Das Speisewasser wird den Behältern aus der Wasserleitung zugeführt.

Mit Rücksicht auf die verschiedene Grösse und die abweichenden Dampfdrücke der Kessel sind für jeden derselben besondere Injectoren vorgesehen. Durch diese Anordnung lassen sich bequem Versuche mit Injectoren in Bezug auf Ansaugen, Lieferung etc. mit kaltem und warmem Wasser ausführen.



Fig. 8.

Die Anordnung der Rohrleitung ist derart getroffen, dass **jeder** Injector nur von der Dampfleitung des **zugehörigen** Kessels gespeist werden kann.

Dies ist nothwendig, um bei Dampfverbrauchsversuchen den Betriebsdampf des Injectors aus dem zu untersuchenden Kessel entnehmen zu können, ferner weil die Dampfdrücke der Kessel so ausserordentlich verschieden sind.

Die Anordnung der Speisewasserbehälter in Verbindung mit der Speisepumpe und den Injectoren für die beiden Heinekessel ergibt sich aus Fig. 8.

Die Kessel sind vorläufig an eine Hauptdampfleitung von 100 mm l. W. angeschlossen. Es ist jedoch vorgesehen, eine zweite Hauptdampfleitung anzubringen, wenn die Zunahme des Betriebs es erfordert. Die beiden Leitungen sollen dann zu einer Ringleitung vereinigt werden.

Jeder der Kessel ist durch Absperrventile, welche durch eine mit Treppe versehene Galerie (Fig. 8) bequem zugänglich sind, von der Hauptdampfleitung abzusperren. Der in dem Laboratorium benutzte Dampfdruck schwankt jeweilig nach den in Betrieb befindlichen Maschinen resp. den in Aussicht genommenen Versuchen von 8 bis 18 kg/qcm.

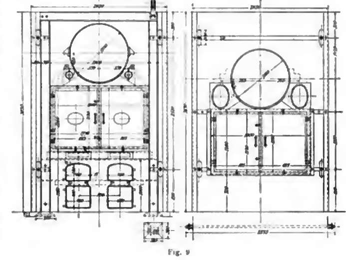


Fig. 9

An Pyrometern sind Graphitpyrometer und das thermoelektrische von Lechatelier im Gebrauch.

Für Versuchzwecke sind an den Kesseln verschiedene Oeffnungen vorgesehen zur Einführung von Pyrometern und zur Entnahme von Rauchgasen für die Gasanalyse.

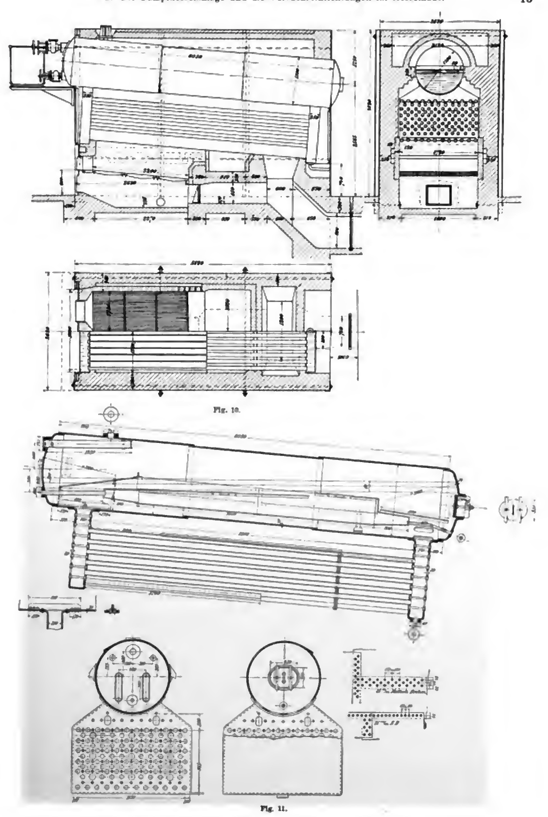


Fig. 10.

Fig. 11.

Die Analyse der Rauchgase wird mittels der Bunte'schen Burette ausgeführt, welche diese Versuche in einfacher und praktischer Weise zulässt.

Zur dauernden Controlle der Zusammensetzung der Rauchgase während des Betriebs ist ferner noch eine von Custodis in Düsseldorf gelieferte Gaswaage (Fig. 8 links) aufgestellt. Der Heizwert der Kohlen wird mittels der Mahlerschen Bombe bestimmt.

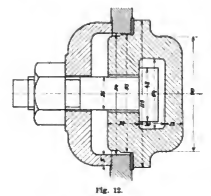


Fig. 12.

Für die Speisung des Pauck'schen Kessels ist eine besondere Speisepumpe, welche von der Firma Weise & Monski, Halle a. S., der Hochschule als Geschenk überlassen wurde, aufgestellt, die jedoch das Speisewasser nicht aus dem Behälter entnimmt, sondern aus einer Cisterne des Kesselhauses, in welcher im Winter das warme Condenswasser aus der Heizung gesammelt wird. Ausserdem ist für den Kessel ebenfalls ein Injector in Verwendung, der für Verdampfungsversuche mit den Messgefässen in Verbindung gesetzt werden kann.

Die Bauart und die Hauptabmessungen des grossen Heine-Kessels, die wegen des ungewöhnlich hohen Betriebsdrucks von 18kg/qcm Ueberdruck Interesse bieten dürften, ergeben sich aus Fig. 9 und 10, die Constructionseinzelheiten des Kessels aus Fig. 11, die Bauart der Rohrverschlüsse aus Fig. 12. Das Gewicht des Kessels beträgt 16000 kg.

Der Pauck'sche Kessel, der sehr sauber ausgeführt ist, hat zwei Flammrohre Pauck'scher Bauart, aus einzelnen versetzten Schüssen von verschiedenem Durchmesser zusammengesetzt. Die Abmessungen des Kessels sind aus Fig. 13 ersichtlich.

In den seitlichen Rauchzügen desselben sind Verschlussklappen angebracht, welche durch Gestänge mit den Feuerthüren so gekuppelt sind, dass beim Oeffnen der Letzteren die

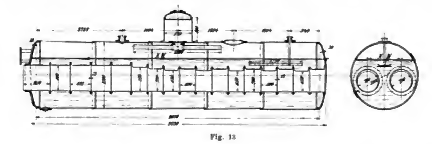


Fig. 13

Klappen geschlossen werden. Hierdurch wird das Durchströmen kalter Luft beim Aufwerfen wesentlich vermindert. Das Gewicht des Kessels beträgt 26 700 kg. Die Verbrennung ist sehr gut, die Feuerung entwickelt nur ganz schwachen Rauch.

Bei der Bedeutung der **Rauchverminderung in Dampfkesselfeuerungen** sind in neuester Zeit diesbezügliche Versuche vorgenommen worden,

Der kleine Heine-Kessel ist mit einer Gas-Vorfeuerung, Patent Axdorfer, versehen worden, Fig. 14, wodurch absolute Rauchlosigkeit erzielt wurde. Die Feuerung besteht aus zwei Ver-

gasern, in welche das Brennmaterial durch verschliessbare Trichter eingeführt wird. Die zur Verbrennung des erzeugten Gases dienende Luft wird in Canälen um den Vergaser herumgeführt und dadurch hoch erwärmt. Warme Luft und Gas werden durch den Mischkasten

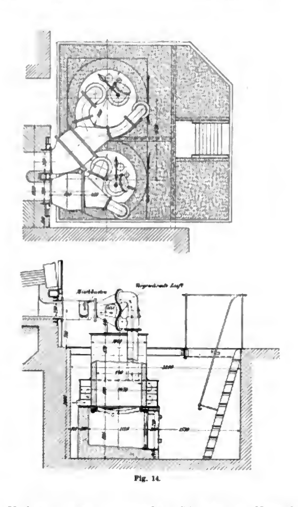


Fig. 14.

gemischt und in dem Verbrennungsraum entzündet. Die genauen Versuchsergebnisse werden in einem späteren Heft der »Mittheilungen« veröffentlicht werden.

Der grosse Heine-Kessel ist in neuester Zeit mit Fröhlich'scher Rauchverzehrung ausgerüstet worden. Die Versuche mit dieser Feuerung sind noch nicht abgeschlossen.

C. Disposition der Maschinen und Anordnung der Rohrleitungen.

Fig. 2 (Tafel I).

Wie schon Eingangs erwähnt, ist die Aufstellung der Maschinen derart getroffen, dass die grösseren Dampfmaschinen, welche Dynamos antreiben, d. i. die Vierfach-Verbundmaschine 1 und die Dreifach-Verbundmaschine 2, ferner die Verbundmaschine 5, mit der direct gekuppelten grossen Pumpe 6 fest montirt und vergossen sind. Dasselbe gilt auch von der Wolf'schen Verbundlocomobile (10). Abgesehen von einigen kleineren Dampfpumpen und Dampfcompressoren, sind alle übrigen Maschinen in dem Laboratorium nicht fest montirt, sondern auf gusseisernen Rosten aufgestellt, so dass sie nach Ausführung der betreffenden Versuche leicht wieder weggenommen werden können. In dem Grundriss (Fig. 2, Tafel I) sind deshalb diese nur zeitweise aufgestellten Maschinen nicht eingezeichnet, sondern es sind nur die Roste und die Rohrleitungen angegeben.

Die bis jetzt eingebauten gusseisernen Roste sind in der Fig. 2, Tafel I angegeben. Die Fundamente der beiden letzten Felder der Maschinenhalle sind noch nicht ausgeführt, teils aus Mangel an Mitteln, teils weil es auch zweckmässig erschien, die weitere Entwicklung des Laboratoriums abzuwarten.

Aus denselben Gründen führt vorläufig nur eine Hauptdampfleitung *a* von 100 mm l. W. für 20 kg/qcm Dampfdruck vom Kesselhaus nach dem Laboratorium (siehe auch Fig. 6). Die Leitung ist aus Schmiedeeisen mit aufgeschraubten und verlötheten, glatten Flanschen. Zur Dichtung sind Kupferringe verwendet, welche sich leicht auswechseln lassen, da keine Feder und Nut vorhanden. Diese Dichtung hat sich selbst bei dem hohen Dampfdruck ganz vorzüglich bewährt und erfordert keine Unterhaltung, Nachziehen etc.

Auf der ganzen Länge der Dampfleitung von den Kesseln bis zum Laboratorium — ca. 80 m — befindet sich keine Entwässerung. Die Leitung liegt mit starkem Gefälle bis zum Hauptwasserabscheider (14), welcher in der an der östlichen Giebelwand befindlichen Unterkellerung aufgestellt ist. Um die Wärmeausdehnung der Leitung zu ermöglichen, ist vor dem Wasserabscheider eine entlastete Compensationsstopfbüchse von Dehne & Co., Halle a. S. (Fig. 15), eingeschaltet. Vor der letzteren ist noch ein kurzes Zwischenstück in die Leitung eingefügt, welches sich leicht herausnehmen lässt, so dass der entstandene Zwischenraum für die Einbringung und Untersuchung irgend welcher Ventile, Schnellschlussapparate u. A. benutzt werden kann. Der jeweilige Dampfdruck im Hauptwasserabscheider wird durch ein selbstregistrirendes Manometer im Laboratorium verzeichnet.

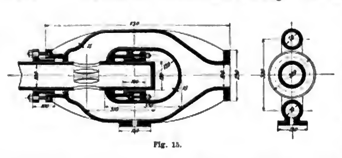


Fig. 15.

Von dem Wasserabscheider geht rechts auf der Nordseite eine Hauptdampfleitung *c* zunächst in einem Kanal, dann durch die Unterkellerung, zuletzt wieder in einem Kanal durch das ganze Laboratorium. Da die Leitung ohne grössere Bogen fast gerade verlegt ist, so sind noch zwei Compensationsstopfbüchsen eingeschaltet.

Links von dem Hauptwasserabscheider ist eine andere Dampfleitung *b* zunächst parallel mit der Giebelwand, dann in einem ebenfalls durch die ganze Länge des Laboratoriums laufenden Canal nur bis etwa zu dem zweiten Mauerpfeiler geführt. Es ist beabsichtigt, diese Dampfleitung später fortzusetzen und sie mit der anderen zu einer Ringleitung zu vereinigen.

Im Grossen und Ganzen ist vorläufig so disponirt, dass im nördlichen Längscanale die Frischdampf- und Abdampfleitungen liegen, während in dem Längscanal an der Südseite sich die Leitungen für Druckluft und Druckwasser sowie die elektrischen Kabel befinden.

Beide Längscanäle sind durch zahlreiche Quercanäle verbunden; an sämmtlichen Leitungen sind Anschlussstutzen vorgesehen, so dass es möglich ist, an jeder Stelle des Laboratoriums und in erster Linie in der Nähe derjenigen Fundamente, welche zur Aufnahme beliebiger Maschinen bestimmt sind, in bequemster Weise Anschlüsse für Frischdampf, für Abdampf, für Wasserzu- und abflussleitungen, Druckluft-, Druckwasser- und Kabelleitungen auszuführen.

Für die Erzeugung überhitzten Dampfes ist ein Ueberhitzer (12) vorgesehen, der bei der grossen Entfernung des Kesselhauses von der Maschinenhalle und aus anderen Gründen, die später besprochen werden sollen, im Anbau untergebracht worden ist. Derselbe kann mit der Hauptdampfleitung *c* so verbunden werden, dass in den von dem Ueberhitzer rechts befindlichen Rohrstrang hoch überhitzter Dampf gegeben werden kann.

Da in jedem Canal verhältnissmässig wenig Rohre untergebracht sind, so lässt die Zugänglichkeit und Uebersichtlichkeit derselben nach Abnahme der Riffelbleche nichts zu wünschen übrig. Mit Rücksicht auf die vielen Dichtungen ist hierauf ein besonderer Werth gelegt worden. Namentlich gestattet die Verlegung der Rohre in Canälen, welche leicht abdeckbar sind, eine ausserordentlich bequeme Uebersicht, was mit Rücksicht auf die Unterrichtszwecke von besonderem Vortheil ist.

In dem auf der Fig. 2 (Tafel I) dargestellten Rohrplan sind die Riffelbleche von den Canälen sämmtlich weggenommen gedacht. Es ist bei der Ausführung der Hauptdampfleitungen besonders darauf gesehen worden, so wenig Dichtungen wie möglich zu bekommen und in Folge dessen sind sämmtliche Krümmer an die Rohre gebogen und nicht als besondere Stücke ausgeführt worden. Aus demselben Grund sind die Stutzen durch schmiedeeiserne, aufgeschraubte und hart verlöthete *T*-Stücke hergestellt worden.

Dass das gesammte Condenswasser, das sich in der Dampfleitung zwischen Kessel und Hauptwasserabscheider bildet, in dem letzteren aufgefangen und dann gemessen werden kann, erleichtert wesentlich die Bestimmung dieser Condensationswassermengen bei Dampfverbrauchsversuchen. Bei Ausführung derselben durch Messung des Kesselspeisewassers wird das Condenswasser der Rohrleitung aus dem Hauptwasserabscheider, der mit Wasserstandsgläsern versehen ist, durch ein Ventil abgelassen, durch eine in einem

Wasserbehälter befindliche Kühlschlange (15) geführt und in einem Messgefässe (rechts von dem Kühler) gemessen.

Finden solche Versuche nicht statt, so kann bei dem einfachen Maschinenbetrieb das Condenswasser aus dem Hauptwasserabscheider durch ein Umschaltventil und einen Condenstopf selbstthätig entfernt werden.

Das Condenswasser, das sich in den Dampfleitungen links und rechts von dem Hauptwasserabscheider bis zur Maschine 1 resp. 7 bildet, wird durch Condenstöpfe selbstthätig entfernt und durch Rohrleitungen in den Kellerraum, in dem sich der Hauptwasserabscheider befindet, zurückbefördert, dort gekühlt und durch ein zweites Messgefäss (links vom Kühler [15]) gemessen.

Auf diese Weise ist es bei Dampfverbrauchsversuchen, welche durch Messung des Kesselspeisewassers ausgeführt werden, möglich, das gesammte Condenswasser zwischen Kessel und irgend einer Maschine in dem vorderen Theil des Laboratoriums in dem als Messraum ausgebildeten 1. Kellerraum zu messen. Der Letztere ist elektrisch beleuchtet, gut gelüftet und bequem zugänglich.

Bei den Maschinen, welche sich in dem mittleren und hinteren Theil der Maschinenhalle befinden, wird der Dampfverbrauch in der Regel nicht durch Messung des Speisewassers ermittelt, sondern durch Wägung des condensirten Abdampfes und zwar sowohl bei Auspuff- als bei Condensationsbetrieb. Diese Methode gestattet genaue Messungen in kürzester Zeit, was bei dem auf wenige Stunden zusammengedrängten Unterricht von ausschlaggebender Bedeutung ist.

Die W a s s e r v e r s o r g u n g des Laboratoriums geschieht nur theilweise durch die städtische W a s s e r l e i t u n g, welche mittels eines zweizölligen Rohres längs des ganzen Gebäudes liegt und an welchem reichlich Anschlusshähne vorgesehen sind zur Entnahme des Wassers mittels Gummischläuchen. Der grössere Wasserbedarf jedoch, für die Pumpen, Einspritz- oder Oberflächencondensatoren, wird einem S a m m e l b r u n n e n (16) entnommen, welcher bei einem lichten Durchmesser von 2 m 8 m tief niedergesenkt ist. Das Wasser wird diesem Sammelbrunnen durch eine Heberleitung von 250 mm l. W. aus zwei Tiefbrunnen von 1 resp. 0,4 cbm minutlicher Leistung zugeführt, welche im Park der Hochschule gebohrt sind. Die Heberleitung kann von dem Laboratorium aus durch einen in dem vorerwähnten Messraum angebrachten Dampfejector (18) entlüftet und in Betrieb gesetzt und der Wasserstand im Brunnen in der Maschinenhalle durch einen pneumatischen Wasserstandszeiger abgelesen werden.

Eine weitere Wasserzuführung in den Sammelbrunnen kann erfolgen durch einen Druckluftwasserheber (Mammuthpumpe), welche pro Minute 400 l fördert, so dass insgesammt durch die Heberleitung und die Mammuthpumpe 1,8 cbm Wasser pro Minute zur Verfügung stehen.

Aus dem Sammelbrunnen wird das Wasser zunächst durch eine eigene Saugleitung *f* von der grossen Wasserwerks- resp. Presspumpe (6) des Laboratoriums entnommen, welche je nach der Druckhöhe minutlich 3 bis 1 cbm Wasser fördert.

Die Druckleitung dieser Pumpe mündet in einen Hauptdruckwindkessel (13), von dem aus das Wasser e n t w e d e r in einer Druckleitung *g* dem Laboratorium zugeführt werden kann, zum Betrieb von Wassermotoren oder zu anderen Zwecken, oder durch eine Rücklaufleitung *l* wieder in den Sammelbrunnen zurückgeschafft wird, so dass bei letzterem Betrieb ein Wasserverbrauch durch die grosse Pumpe n i c h t stattfindet.

Der Hauptdruckwindkessel und die von ihm ausgehende Druckwasserleitung von 100 mm l. W., welche für 25 kg/qcm bemessen ist, kann auch zur Vertheilung von Druckluft benutzt werden, wenn an diese Leitung ein Compressor angeschlossen wird.

Aus dem Sammelbrunnen (16) wird ferner entnommen das Kühlwasser für den Einspritzcondensator der Betriebsdampfmaschine der grossen Pumpe (Rohrleitung *f*), das Wasser für eine elektrisch betriebene Centrifugalpumpe (11), welches als Kühlwasser für den Central-Oberflächencondensator (4) dient, und durch Rohrleitung *f'* das Wasser für den Einspritzcondensator der Locomobile (10).

An der Rohrleitung *f'* sind Anschlüsse vorgesehen, die gestatten, auch für andere Maschinen Wasser aus dem Sammelbrunnen zu entnehmen resp. in denselben zurückzulassen.

Das Abwasser des Laboratoriums wird durch Abflussleitungen, welche sich sämmtlich in eine 300 mm-Hauptabflussleitung *e* ergiessen, weggeschafft, zunächst in einen Oelabscheider (17) geleitet und von da in den Landwehrcanal entlassen.

Ausser den Abflussleitungen, welche an die Condensatoren der Maschinen fest angeschlossen sind, bestehen im Laboratorium aber noch vier Abflussgerinne, welche für gewöhnlich mit Riffelblech abgedeckt sind und zur Aufnahme und Wegschaffung grösserer Wasserquantitäten vorgesehen sind (siehe Fig. 2, Tafel I). Diese Gerinne werden namentlich zur Abführung des Verbrauchswassers benutzt, bei Untersuchung von nur zeitweise dem Laboratorium übergebenen Turbinen, Wassermotoren etc.

Während für alle Maschinen, ausgenommen die Vierfach-Verbundmaschine 1, das Kühlwasser aus dem Sammelbrunnen entnommen wird, wird das Kühlwasser für die letztere durch eine Dampfduplexpumpe (7) aus einem besonderen Tiefbrunnen beschafft, welcher an der südlichen Längsseite des Laboratoriums erbohrt ist.

Für die im Laboratorium vorhandene Gebläsemaschine ist eine besondere Rohrleitung *n* ausserhalb des Gebäudes gelegt, welche den Druckraum des Gebläsecylinders mit einem grossen Gebläsewindkessel verbindet, als welcher ein alter Dampfkessel verwendet wird.

D. Dampfmaschinen.

1. Vierfach-Verbundmaschine von 220 PS. für 18 kg/qcm Betriebsdampfdruck.

Diese Maschine, welche zu dem bedeutenden Geschenk des Herrn Geh. Reg.-Raths A. Riedler gehört, ist von der Stettiner Maschinenbau-Actiengesellschaft Vulcan in mustergiltiger Weise ausgeführt worden und gehört zu den interessantesten des Laboratoriums. Unter theilweiser Benutzung des Rahmens und Triebwerks eines vorhandenen Schiffsmaschinenmodells ist die Maschine, deren perspectivische Ansicht Fig. 16 darstellt, in weitgehender Weise nach Entwürfen des Verfassers und unter Mitwirkung der Ingenieure des Vulcan zu Versuchs- und Studienzwecken besonders gebaut worden.

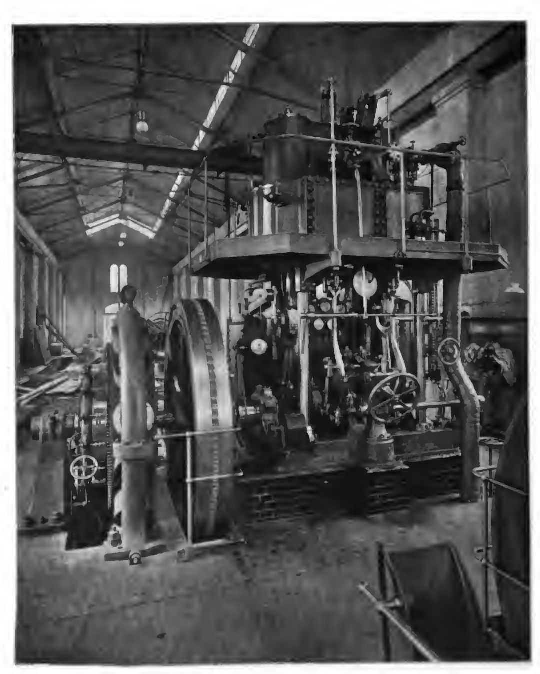


Fig. 16.

Ich möchte an dieser Stelle hervorheben, mit welch grosser Bereitwilligkeit die Direction des Vulcan auf vielseitige Wünsche beim Bau der Maschine eingegangen ist und derselben den verbindlichsten Dank für ihr Entgegenkommen aussprechen.

Die Dampfmaschine sollte aus bereits früher erwähnten Gründen durch eine Dynamomaschine F 800 der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft belastet werden, welche

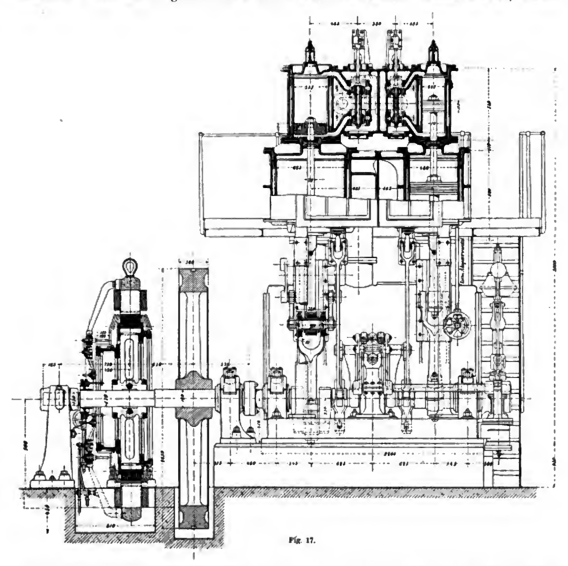


Fig. 17.

normal bei 150 Touren 150 PS. benöthigt. Da diese Dynamotype jedoch so ausserordentlich reichlich bemessen ist, dass sie selbst mehrere Stunden bis auf 30% überlastet werden kann, so wurden die Abmessungen der Dampfmaschine entsprechend der dauernd zu erreichenden Maximalleistung der Dynamo gewählt. Bei 18 kg/qcm Betriebsdampfdruck und 150 minutlichen Umdrehungen beträgt die normale indicirte Leistung der Dampfmaschine daher 220 PS.

Wie schon oben erwähnt, war es mein Bestreben, bei dem Entwurf der Dampfmaschinen des Laboratoriums insbesondere durch Berücksichtigung der thermischen Verhältnisse Versuche zu ermöglichen, um zu erforschen, bis zu welcher Grenze der Effect der Maschinen einer Verbesserung in dieser Richtung fähig ist.

Bei dieser Maschine sollte im Wesentlichen festgestellt werden, was durch möglichste Erhöhung der Betriebs-Dampfspannung zu erreichen ist und welchen Einfluss dieselbe auf den Dampfverbrauch hat.

Die Maschine wurde deswegen für max. 18 kg/qcm Ueberdruck gebaut. Dieser hohe Dampfdruck machte die Ausdehnung des Dampfes in vier Cylindern wünschenswerth und ich beschloss daher eine Vierfach-Verbundmaschine auszuführen.

Bei der für eine solche Mehrcylindermaschine jedoch verhältnissmässig geringen Leistung der Maschine wäre es unzweckmässig gewesen, vier Cylinder mit vier Triebwerken anzuordnen, da hierdurch einerseits die Reibungsarbeit der Maschine unverhältnissmässig hoch, andererseits die Rauminanspruchnahme derselben für die örtlichen Verhältnisse zu gross geworden wäre. Diese Erwägungen veranlassten mich, die Maschine als Doppeltandemmaschine zu entwerfen, derart, dass nur zwei Triebwerke ausgeführt und je zwei Cylinder über einander gesetzt wurden. Da die Maschine unter theilweiser Benutzung eines Schiffsmaschinenmodells erbaut werden sollte, ergaben sich vertikale Bauart und Oberflächencondensation von selbst.

Die Abmessungen der Maschine, aus deren Längsschnitt mit dem der Dynamo Fig. 17, Seitenansicht resp. Schnitt Fig. 18 resp. Fig. 19 und Grundriss Fig. 20 sich die Bauart erkennen lässt, sind:

Hochdruckcylinder	Dm	225 mm
Mitteldruckcylinder	I »	335 »
»	II »	480 »
Niederdruckcylinder	»	685 »
Gemeinschaftlicher Kolbenhub	. . . .	500 »

Das gusseiserne Gehäuse des Oberflächencondensators ist einerseits mit dem Grundrahmen verschraubt und trägt andererseits die Linearführung für die Kreuzköpfe und die Auflager für die Dampfcylinder (Fig. 19 und 21).

In dem Oberflächencondensator, welcher für die Maschine reichlich gross ist, da das Modell einer etwas grösseren Schiffsmaschine benutzt worden war, sind 445 Messingrohre von 15,5 mm innerem und 17,5 mm äusserem Durchmesser und 1,8 m Länge untergebracht. An das Gussstück des Condensatorgehäuses, dessen ebene Wände durch Rippen kräftig versteift sind, schliesst sich der Grundrahmen, welcher die drei Hauptlager der Maschine trägt.

Die Dampfcylinder sind so angeordnet, dass Hoch- und Mitteldruckcylinder II sowie Mitteldruckcylinder I und Niederdruckcylinder über einander sitzen und je eine gemeinsame Kolbenstange haben.

Um eine möglichst geringe Bauhöhe und damit leichte Uebersichtlichkeit der Maschine zu erreichen, sind die Cylinder unmittelbar auf einander gesetzt, derart, dass die Kolbenstange zwischen beiden Cylindern durch eine selbstthätig dichtende und nicht nachstellbare Metallstopfbüchse hindurchgeht.

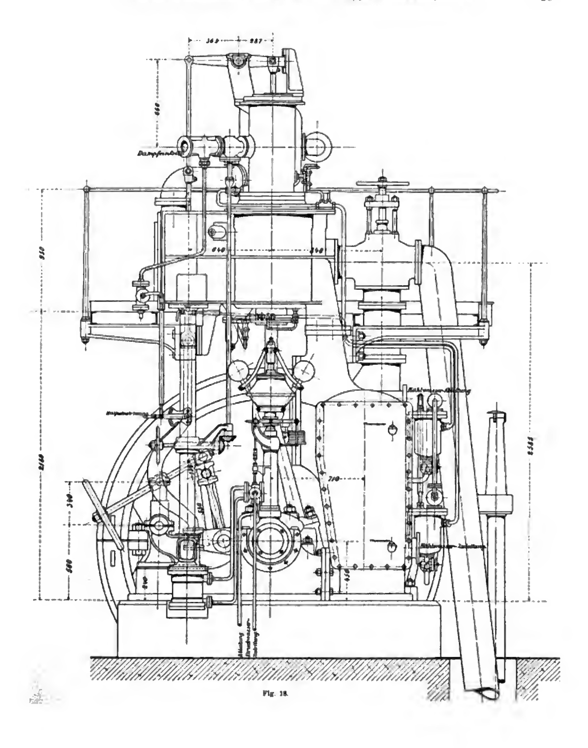


Fig. 18.

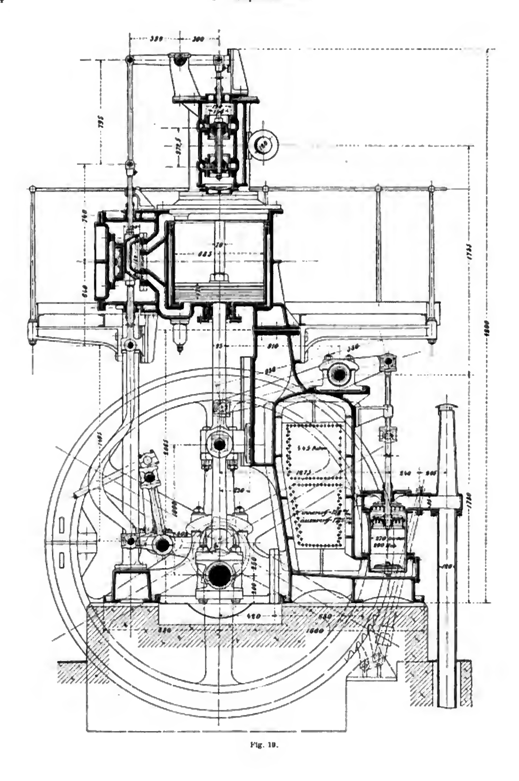


Fig. 19.

Diese Stopfbüchse, welche von der Philadelphia Metallic Packing Co. in Amerika zuerst hergestellt wurde, wird seit mehreren Jahren vom Vulcan mit grossem Erfolg verwendet. Die Bauart derselben ist in Fig. 22 dargestellt.

Die Dichtung erfolgt durch mit Weissmetall ausgegossene Rothgusssegmente (s. Fig. 22 links), welche durch den Dampfdruck an die Kolbenstange angepresst werden. Um das Anliegen der Segmente an die Kolbenstange auch im Stillstand zu sichern, sind schwache Federn angeordnet. Der Abschluss der Stopfbüchse erfolgt durch einen in einer Kugelfläche beweglichen Ring, der kleine seitliche Bewegungen der Kolbenstange zulässt.

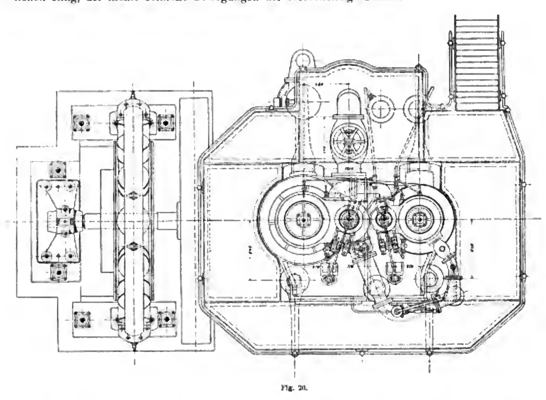


Fig. 20.

Mit Rücksicht auf die ausserordentlich guten Erfahrungen, welche mit dieser Kolbenstangendichtung gemacht worden sind, hat man auf die Ausführung zweier gewöhnlichen Stopfbüchsen und eines Zwischenstückes zwischen den Cylindern verzichtet.

Nachdem die Maschine jetzt bereits länger als ein Jahr in Betrieb ist, kann man behaupten, dass sich die Construction sehr gut bewährt hat und die Stopfbüchsen praktisch vollkommen dicht sind.

Niederdruckcylinder und Mitteldruckcylinder II sind zusammen fest verschraubt (siehe Fig. 23) und sind mit je einem Fuss auf einem Ständer des Oberflächencondensators gelagert, während sie an der vorderen (Schieberkastenseite) durch zwei schmiedeeiserne Ständer, welche sich auf den Lagerrahmen der Maschine aufstützen, getragen werden.

Die sich auf diese beiden Cylinder aufsetzenden Hoch- und Mitteldruckcylinder I sind mit Rücksicht auf die Wärmeausdehnung ohne jegliche feste Verbindung mit einander (s. Fig. 24).

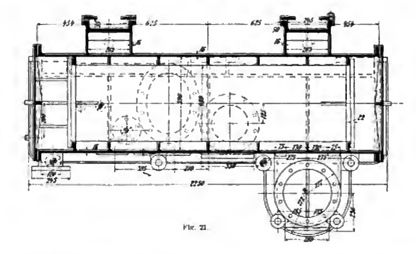


Fig. 21.

Das Dampfüberströmrohr von dem Hochdruck- nach dem Mitteldruckcylinder I ist daher auch als Stopfbüchsenrohr ausgeführt.

Das Triebwerk der Maschine ist mit Rücksicht auf die grossen Maximalkolbendrücke äusserst kräftig gehalten.

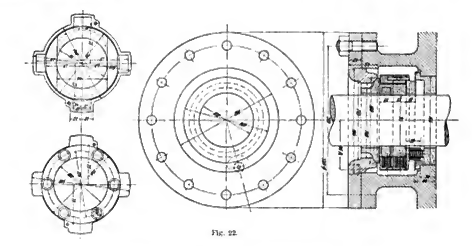


Fig. 22.

Die Kolben, von welchen in Fig. 25 nur derjenige des Mitteldruckcylinders II dargestellt ist, sind sämmtlich gleichartig mit gusseisernen, durch Stahlfedern gespannte Ringen gedichtet, welche nicht übergestreift, sondern eingelegt sind und die durch einen Ring, der auf dem eigentlichen Kolbenkörper mittels versenkter Schrauben befestigt ist, festgehalten werden.

Diese Anordnung ist mit Rücksicht darauf gewählt, die Ringe leicht auswechseln zu können, ohne den Kolben von der Stange losnehmen zu müssen, denn erfahrungsgemäss lässt sich dieser von dem Conus der Kolbenstange nach längerem Betrieb sehr schwer entfernen.

Die Dampfkolben von Hoch- und Mitteldruckcylinder I sind massiv ausgeführt, wie sie der Vulcan für kleinere Cylinder stets verwendet. In Folge dessen ist auch das Gewicht der hin- und hergehenden Massen der Maschine sehr erheblich.

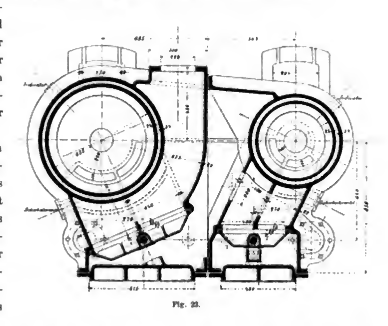


Fig. 23.

Die Kolbenstange trägt am unteren Ende einen angeschmiedeten Kopf, an welchem mittels Gabel die Lenkstange angehängt ist; derselbe ist gleichzeitig als Gleitschuh für die Kreuzkopfführung ausgebildet und daher an dieser Stelle mit einem Rothgussfutter versehen, das bei eintretendem Verschleiss leicht aus gewechselt werden kann.

Die Pleuelstange ist nach der bei Schiffsmaschinen üblichen Bauart hergestellt. Die Länge derselben beträgt jedoch nur das 3,5 fache vom Kurbelradius, eine Abmessung, welche im Schiffsmaschinenbau mit Rücksicht auf eine geringe Höhe der Maschinen vielfach üblich ist und die wegen der theilweisen Verwendung eines vorhandenen Modells beibehalten werden musste. Durch die geringe Länge der Lenkstange gewinnt die Maschine ein ausserordentlich gedrungenes und stabiles Aussehen.

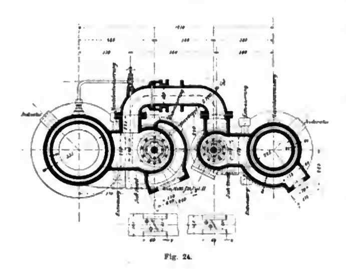


Fig. 24.

Obgleich die hin- und hergehenden Massen der Maschine erheblich sind und bei der vorgesehenen Geschwindigkeit von maximal 180 minutlichen Umdrehungen eine Ausbalancirung derselben sehr am Platze gewesen wäre, so musste doch mit Rücksicht darauf, dass es nicht möglich war, Gegengewichte in dem vorhandenen Rahmen ohne Aenderung desselben und der Steuerung unterzubringen, auf eine Ausgleichung verzichtet werden

Die Kurbelwelle ist als doppelt gekröpfte Welle ausgeführt, mit einseitig angeschmiedetem Flansch zur Kuppelung mit der Dynamowelle.

Die Hauptlager der Maschine sind sämmtlich mit gusseisernen Lagerschalen versehen, welche mit Weissmetall ausgegossen und so angeordnet sind, dass sie bequem bei nur ganz geringem Anheben der Welle herausgedreht werden können, um nachgearbeitet zu werden. Für die Lagerung des Kreuzkopfzapfens sind wie üblich Bronceschalen, welche mit Weissmetallstreifen ausgegossen sind, verwendet.

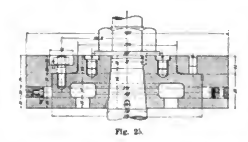


Fig. 25.

Da die ganze Bauart der Maschine die einer Schiffsmaschine ist, so ist eine der üblichen Schiffsmaschinensteuerungen beibehalten worden und zwar die Klug'sche Umsteuerung.

Diese Steuerung gibt trotz der Verwendung nur je eines Schiebers eine verhältnissmässig günstige Dampfverteilung, namentlich auch bei kleineren Füllungen, da ja mit abnehmender Füllung die Compression zunimmt.

Der Antrieb der Schieber ist dadurch vereinfacht, dass die Steuerungsorgane von je zwei über einander sitzenden Cylindern durch ein und dasselbe Excenter gesteuert werden, so dass nur zwei Excenter benöthigt werden. Der Schieberantrieb ergibt sich aus Fig. 19.

Die sehr kurzen Excenterstangen schwingen um Zapfen, die ihrerseits an Lenkstangen hängen, deren Drehpunkt auf einen Kreisbogen zur Veränderung der Füllung und zur Umsteuerung verschoben wird. Die Excenterstangen sind über den Schwingungspunkt hinaus verlängert und tragen Zapfen zum Antrieb der Schieberlenkstangen. Die Excenter sind bekanntlich in gleichem Winkel mit der Kurbel aufgekeilt.

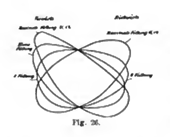


Fig. 26.

Die Schieberlenkstangen mussten mit Rücksicht auf das Anslegen der Steuerung bei grösster Füllung abgekröpft und zu dem Zweck an den betreffenden Stellen reichlich verstärkt werden. Die Anordnung ist zwar nicht schön, aber sie gestattet, den ganzen Steuerungsmechanismus constructiv sehr zusammenzudrängen.

Die Bewegung der unteren Zapfen der Schieberlenkstangen ist charakteristisch für die Schieberbewegung und damit für die Dampfverteilung. Die Schwingungen des Zapfenmittelpunktes bei den verschiedenen Stellungen der Steuerung können durch einen besonderen Apparat aufgezeichnet werden und ergeben die in Fig. 26 dargestellten bekannten Curven.

Die gekröpften Lenkstangen übertragen die Bewegung auf die Schieberstangen mittels Kreuzkopf und Gradführung.

Für die beiden unteren Cylinder sind Flachschieber mit Trickcanal verwendet worden, deren Bauart und Abmessungen sich aus Fig. 23 und 27 ergeben. Um den schädlichen Raum des Niederdruckcylinders nach Möglichkeit zu verkleinern, ist die Ebene des Schieberspiegels in einem Winkel zur Kurbelwelle der Maschine gelegt.

Das Abheben der Flachschieber bei zu grosser Compression, im Falle mit Auspuff gearbeitet wird, wird durch gefederte Führungslineale verhütet. Die Ueberdeckungen der Schieber sind so gewählt, dass die Füllungen auf der unteren Cylinderseite mit Rücksicht auf die zu hebenden Gestängegewichte etwas grösser als auf der oberen Seite ausfallen, ausserdem ist dabei die endliche Stangenlänge berücksichtigt.

Die Schieberstangen der Flachschieber sind über die Schieberkasten hinaus nach oben verlängert und treiben von da aus mittels Lenkstange und Doppelhebel die Kolbenschieber für die oberen Cylinder an.

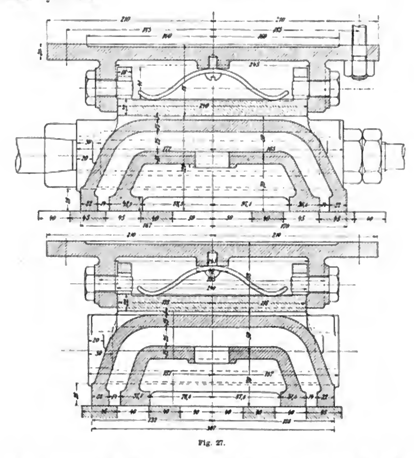


Fig. 27.

Für den Hoch- und Mitteldruckcylinder I mussten mit Rücksicht auf die dort vorhandenen hohen Dampfdrücke und die Möglichkeit, auch mit überhitztem Dampf arbeiten zu können, Kolbenschieber vorgesehen werden. Die Construction dieser Kolbenschieber und ihre Dimensionen ergeben sich aus Fig. 28.

Die Kolbenschieber sind mit gusseisernen Ringen versehen, welche durch Stahlfedern gespannt gehalten werden. Die Federn sind schräg aufgeschnitten; an der Schnittstelle ist die Dichtung durch ein Rothgussschloss bewirkt. Die Kolbenschieber sind aus mehreren Theilen

verschraubt, so dass das Einsetzen der Dichtungsringe ohne Schwierigkeit möglich ist. Da durch den Doppelhebel eine Umkehrung der Schieberbewegung stattfindet, so musste für die oberen Cylinder Inneneinströmung gewählt werden. Die Einstellung der Schieber wird erleichtert durch verschliessbare Schauöffnungen, die an den Schieberkasten vorgesehen sind.

Die Dampfcylinder sind sämmtlich mit Heizmänteln versehen. Zu diesem Zweck sind die Laufcylinder in die äusseren Cylinder eingesetzt und mit eingestemmten Kupferringen gedichtet.

Als Heizdampf für den Hochdruckcylinder wird Frischdampf verwendet, während für die übrigen Cylinder der Heizdampf aus der Zudampfleitung zum Schieberkasten des betreffenden Cylinders entnommen wird.

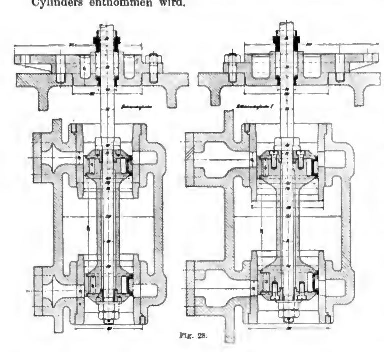


Fig. 28.

Bei der Vierfach-Verbundanordnung der Maschine wäre das Anwärmen besonders des Mitteldruckcylinders II und des Niederdruckcylinders ohne Hülfsvorrichtung sehr schwierig. Es ist deshalb ein Hülfsschieber vorgesehen, durch welchen man direct Dampf in den Mitteldruckcylinder II und den Niederdruckcylinder geben kann (siehe Fig. 18), wodurch auch das Anlassen der Maschine erleichtert wird.

Sämmtliche Cylinder sind mit Sicherheitsventilen gegen Wasserschläge ausgerüstet.

Mit Rücksicht auf den hohen Dampfdruck ist besondere Sorgfalt auf die Dichtung der Flanschen gelegt. Die Dichtungsschrauben auf den Schieberkasten, Deckeln u. s. w. sind sehr dicht neben einander gesetzt; als Dichtungsmaterial ist gewelltes Kupferblech mit Mennige angewendet worden, was sich sehr gut bewährt hat.

Um der Maschine möglichst trockenen Dampf zuzuführen, wird derselbe durch einen Wasserabscheider von Holden & Brooks, Manchester, entwässert.

Die Bauart desselben (Fig. 29) beruht darauf, den Dampf in rotirende Bewegung zu bringen und das Wasser durch Centrifugalwirkung abzuscheiden. Der Apparat entspricht seinem Zweck; Untersuchungen der Dampffeuchtigkeit vor dem Eintritt des Dampfes in den Hochdruckcylinder mittels Drosselcalorimeters ergaben gute Resultate.

Das Absperrventil kann durch Handrad von unten bethätigt werden.

Beim Austritt des Dampfes aus dem Niederdruckcylinder ist ein Wechselventil angebracht, durch welches der Dampf nach Belieben in den Condensator oder zum freien Auspuff geleitet werden kann.

Die Luftpumpe wird durch einen zweiarmigen Hebel von dem Gestänge der Niederdruckcylinderseite angetrieben. Luftpumpen-Cylinder und Kolben sind aus Rothguss. Die Ventile sind aus demselben Material in gewelltem Querschnitt hergestellt (Fig. 19). Der gusseiserne Untersatz der Luftpumpe ist an den Condensator angegossen.

Die Verbindung des Mitteldruckcylinders I mit dem Mitteldruckcylinder II erfolgtdurch ein mittels Schieber abschliessbares Rohr (siehe Fig. 20), welches ausserdem noch einen für gewöhnlich mit Bindflansch verschlossenen Stutzen trägt. Diese Anordnung gestattet, nach Abschlufs des Schiebers und Herstellung einer Verbindung zwischen dem Stutzen und der Frischdampfleitung, mit Mitteldruckcylinder II und Niederdruckcylinder allein in Einfach-Verbundbetrieb zu arbeiten und dabei Hochdruck- und Mitteldruckcylinder I auszuschalten.

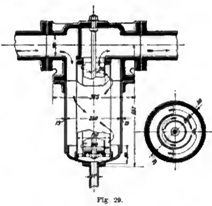


Fig. 29.

Die Belastung der Maschine erfolgt, wie schon erwähnt, durch eine Gleichstromdynamo *F* 800 (normal 240 Volt, 400 Amp.) der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft, welche direct mit der Kurbelwelle gekuppelt ist. Obgleich das Ankergewicht der Dynamo (5000 kg) erheblich ist, wurde doch noch ein Schwungrad von 4500 kg angeordnet. Das letztere ist zweitheilig und sitzt auf der Dynamowelle so nahe neben dem Anker, als möglich war, ohne eine Ablenkung der Kraftlinien durch dasselbe befürchten zu müssen. Dafür genügt in der Regel ein Abstand von 300 mm.

Mit Rücksicht auf das erhebliche Schwunggewicht und die gegebene Nabenbohrung des Dynamoankers, welche eine Verstärkung der Welle nicht zuliess, wurde dicht neben dem Schwungrad ein einzelnes Lager angeordnet, so dass die Kuppelung zwischen zwei Lagern zu liegen kam.

Da die Maschine für den Lichtbetrieb der Hochschule mit herangezogen werden sollte, machte sich die Anbringung einer automatischen Regulirungsvorrichtung nöthig. Es war selbstverständlich ausgeschlossen, die Klug'sche Steuerung unmittelbar durch einen Centrifugalregulator verstellen zu lassen, da die Widerstände derselben für die Verstellungskraft eines solchen viel zu gross sind. Es war deshalb die Zwischenschaltung einer Hülfskraft nöthig.

Ich habe versucht, zuerst einen Elektromotor dafür zu verwenden. Die Schwierigkeiten, die sich bei dem Entwurf ergaben, waren jedoch so gross, dass die Anordnung ausserordentlich complicirt geworden wäre. Ich entschloss mich daher zur Einschaltung eines hydraulischen Kraftcylinders.

Die Anordnung wurde derart gewählt, dass die Steuerung der Maschine sowohl von Hand, mittels Handrad und Schraubenspindel, verändert werden kann, als auch unter dem Einfluss des Regulators. Die Bauart der hydraulischen Regulirung ist in Fig. 30 dargestellt.

Der Regulator bethätigt einen Steuerschieber, welcher die Vertheilung des Druckwassers für den Kraftcylinder besorgt. Der Kolben des Letzteren überträgt seine Bewegung mittels Kreuzkopf und Lenkstange und einarmigen Hebels auf eine Steuerwelle, welche ihrerseits mittels Doppelhebels und Lenkstangen die Steuerung verstellt.

Selbstverständlich muss bei Benutzung des Regulators die Schraubenspindel für die Verstellung von Hand herausgenommen werden, was in ganz kurzer Zeit möglich ist. Die Spindel nebst Handrad sind daher in Fig. 30 punktirt gezeichnet.

So einfach dieses Princip der Hülfssteuerung auch ist, so erfordert doch die praktische Ausführung desselben, wenn eine exacte Regulirung ermöglicht werden soll, noch ein Hülfsgestänge, durch welches die Abhängigkeit der Stellung des Kolbens im Kraftcylinder und damit der Steuerung von der jeweiligen Regulatorstellung hergestellt wird.

Um diese Abhängigkeit zu erzielen, ist eine Gestängeverbindung zwischen dem Kolben des Kraftcylinders, dem Regulator und dem Steuerschieber derart geschaffen, dass jeder Regulatorstellung eine bestimmte Stellung des Kolbens im Kraftcylinder entspricht. Um dies zu erreichen, muss für jede Stellung des Kolbens im Kraftcylinder resp. des

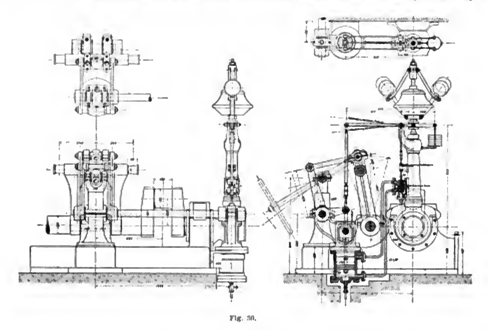


Fig. 30.

Regulators (Füllung) eine Mittelstellung des Steuerschiebers möglich sein. Deshalb muss der durch den Regulator verschobene Steuerschieber durch die damit eingeleitete Bewegung des Steuerkolbens wieder auf Mittellage gestellt werden.

Um dies zu ermöglichen, ist der Steuerkolben durch eine Lenkstange mit einem horizontal angeordneten nicht fest gelagerten Hebel verbunden, an dem der Steuerschieber und die Regulatorhülse angreifen. Bei der Mittellage des Steuerschiebers ist das Wasser über und unter dem Steuerkolben abgesperrt und die Steuerung unbeweglich. Findet nun eine Regulirung statt, indem die Maschine beispielsweise langsamer geht, so sinkt das Hülsengewicht der Regulators, und der horizontale Hebel dreht sich um den vorläufig feststehenden links befindlichen Zapfen. Hierdurch wird der Steuerschieber verstellt und Druckwasser tritt unter den Steuerkolben, verstellt die Füllung und bringt gleichzeitig den Steuerschieber wieder auf

Mittellage, indem der momentane Drehpunkt des horizontalen Hebels sich jetzt rechts auf der (momentan feststehenden) Regulatorhülse befindet. Das System ist also wieder im Gleichgewicht und der Steuerschieber in Mittellage. Die Verstellung der Steuerung von grösster auf kleinste Füllung findet daher nicht in einer Bewegung statt, sondern absatzweise, doch so rasch, dass man die einzelnen Phasen des Vorganges nicht verfolgen kann.

Der Steuerschieber muss mit äusserst geringer Ueberdeckung ausgeführt sein, um möglichst exacte Wirkung hervorzurufen. Derselbe ist aus Bronce hergestellt und in eine Büchse aus dem gleichen Metall genau eingepasst.

Das Druckwasser wird aus der Wasserleitung entnommen, nachdem es vorher durch einen Filter gereinigt worden ist.

Die Steuerung hat sich vorzüglich bewährt. Durch entsprechende Bemessung des Steuerschiebers, des Kraftcylinders und des Wasserdruckes ist eine beliebig rasche Regulirung zu erzielen.

Versuchseinrichtungen an der Vierfach-Verbundmaschine.

a) Dampfverbrauchsversuche.

Der Dampfverbrauch der Maschine wird lediglich durch Messung des Condensats aus dem Oberflächencondensator bestimmt. Diese Methode der Bestimmung des Dampfverbrauchs eignet sich für ein Laboratorium ganz vorzüglich, da sie in verhältnissmässig kurzer Zeit, Beharrungszustand beim Betrieb der Maschine vorausgesetzt, ein sehr genaues Resultat liefert.



Fig. 31.

Das Condensat wird von der Luftpumpe herausgepumpt und fliesst während des normalen Betriebes durch ein Abflussgerinne ab. Soll die Menge desselben bestimmt werden, so wird an das Ausflussrohr ein Schwenkrohr angeschlossen, von dem aus das Condensat in Bottichen gewogen werden kann (siehe Fig. 31).

Bei gutem Beharrungszustande ist die Versuchsdauer von einer Stunde vollständig ausreichend für die Ausführung eines solchen Versuchs, was für den Unterrichtsbetrieb des Laboratoriums von grosser Wichtigkeit ist, denn die kürzere Dauer erleichtert die Übersicht bei Vergleichsversuchen, und in der Regel fehlt es den Studirenden auch an Zeit, Versuche von sechs und mehr Stunden, welche Dauer bei der Messung des Speisewassers etc. nöthig ist, auszuführen. Ausserdem gestattet die Bestimmung des Dampfverbrauchs durch das Condensat, jede Dampfmaschine unabhängig von den anderen zu untersuchen. Daher ist von dieser Methode im Laboratorium ausgiebig Gebrauch gemacht.

Das Condenswasser, das sich innerhalb der Maschine bildet, also in den Aufnehmern, den Cylindermänteln und in den Schieberkästen, kann für jeden Cylinder einzeln abgezogen und gewogen werden. Zu dem Zwecke wird dasselbe in vier gusseisernen Behältern aufgefangen und dort durch eine in jeden Behälter eingesetzte Kupferspirale, durch welche kaltes

Wasser strömt, gekühlt. Von diesen Behältern kann das Condensat durch Dreiweghähne nach Belieben entweder in den Oberflächencondensator entlassen oder in Eimern behufs Wägung aufgefangen werden.

An den gusseisernen Condenswasser-Behältern, die an der rückseitigen Wand des Oberflächencondensators leicht zugänglich angeordnet wurden, sind Wasserstandsgläser angebracht, damit man sich von dem Inhalt der Ersteren überzeugen kann.

Bei den Dampfverbrauchsversuchen ist die Erzielung einer gleichmässigen Belastung der Maschine, also des Beharrungszustandes dadurch wesentlich erleichtert, dass der elektrische Strom der Dynamo durch einen regulirbaren constanten Widerstand (Lampenbatterie), welcher zur Aufnahme von 200 PS. ausreicht, verbraucht werden kann.



Fig. 32.

Auf diese Lampenbatterie können sämmtliche Dynamos geschaltet werden. Dieselbe ist so eingerichtet, dass die Belastung von 5 zu 5 PS. mittels Schalthebel geändert werden kann.

Durch geaichte elektrische Präcisions-Messinstrumente und durch genaue Bestimmung des Wirkungsgrades der Dynamomaschine ist man dann in der Lage, die effective Leistung der Dampfmaschine auf einfache Weise festzustellen.

Zur Bestimmung der indicirten Leistung der Dampfmaschine stehen Indicatoren von Dreyer, Rosenkranz & Droop, Schäffer & Budenberg und Crosby zur Verfügung. Die Federn derselben können auf ihre Richtigkeit durch Vergleich mit der Quecksilbersäule geprüft werden. Fig. 32 zeigt die Anordnung des dazu benutzten Apparates. Es ist ein kleiner mit Blech verkleideter kugelförmiger Dampfkessel, der mit Gas geheizt wird und mit einem Quecksilbermanometer in Verbindung steht. Indicatoren und Manometer können mit demselben bis 20 kg/qcm für warmen und kalten Druck geaicht werden. In letzerem Falle wird, um die Erwärmung der Indicatoren zu verhüten, eine Flüssigkeitssäule dazwischengeschaltet.

Obwohl die Maschine als Viercylindermaschine gebaut wurde, ist sie doch so eingerichtet, dass sie mit Leichtigkeit als Drei- und als Zweifach-Verbundmaschine betrieben werden kann. Bei dreifach Verbundbetrieb, wo der Dampfdruck nur 10 bis 12 kg/qcm beträgt, werden der Kolben und der Steuerschieber des Hochdruckcylinders herausgenommen, was sich in kürzester Zeit ermöglichen lässt; der Dampf geht dann durch den Hochdruckcylinder, ohne Arbeit zu leisten, hindurch, wobei der Cylinder die Wirkung eines Wasserabscheiders hat.

Arbeitet die Maschine als Zweifach-Verbundmaschine mit 4 bis 6 kg/qcm, so kann entweder auch der Kolben und der Steuerschieber des Mitteldruckcylinders *I* herausgenommen werden und der Dampf durch Hoch- und Mitteldruckcylinder *I* hindurchpassiren, oder der Auspuff des Mitteldruckcylinders *I* kann durch den bereits erwähnten Schieber abgesperrt werden.

Der Dampf tritt dann nach Einbau eines vorhandenen Passrohres unmittelbar aus der Frischdampfleitung in den Mitteldruckcylinder *II*. Die Schieber des Hoch- und Mitteldruckcylinders *I* müssen auch in diesem Fall herausgenommen werden, und wenn man die Kolbenreibung dieser beiden Cylinder auch beseitigt wissen will, müssen auch die Kolben entfernt werden.

Die Umänderungen der Vierfach-Verbundmaschine in eine Drei- und Zweifach-Verbundmaschine nur durch Herausnahme der Schieber lassen sich in einer halben Stunde vornehmen; sie sind namentlich für die Unterrichtszwecke lehrreich, weil sie den Studirenden gestatten, durch eigene Versuche, die in verhältnissmässig kurzer Zeit auszuführen sind, ein anschauliches Bild zu gewinnen von der Verminderung des Dampfverbrauchs durch Erhöhung der Dampfspannung, von dem Effect der Mantelheizung u. a. m.


Fig. 33.

Diese Versuche, die auch weitere Kreise interessiren dürften, sind bereits durchgeführt und werden demnächst von mir veröffentlicht werden.

Bei Versuchen mit Auspuffbetrieb wird zweckmässiger Weise die Luftpumpe abgekuppelt. Die Bestimmung des Dampfverbrauchs kann auch hier durch Condensation des Auspuffdampfes im Oberflächencondensator erfolgen. Das Condensat läuft dann ohne Vermittlung der Pumpe einfach aus.

b) Wärmetechnische Untersuchungen.

Zur Ausführung von wärmetechnischen Untersuchungen sind an der Maschine Stutzen angebracht, in welche Thermometerröhrchen eingesetzt sind und durch die man die Dampftemperatur beim Eintritt und Austritt jedes Cylinders, sowie die Temperatur des abfliessenden Condensats und des zu- und abfliessenden Kühlwassers messen kann.

Da sich ausserdem die Kühlwassermenge für den Condensator durch Messgefässe bestimmen lässt, so lassen sich bequem wärmetechnische Versuche an der Maschine ausführen. Dieselben werden auch von den Studierenden regelmässig vorgenommen.

Die Temperaturmessungen an der Maschine sind besonders wichtig bei Betrieb derselben mit überhitztem Dampf, da hierdurch die Möglichkeit gegeben ist, das Verhalten des überhitzten Dampfes innerhalb der Maschine zu verfolgen.

Das Kühlwasser für den Condensator wird von einer Dampfduplexpumpe beschafft (Fig. 33), welche ein Geschenk des Herrn Geh. Reg.-Raths Riedler ist und die das Wasser aus einem besonderen Tiefbrunnen entnimmt. Die Pumpe ist ebenfalls vom Vulcan gebaut.

Mit Rücksicht auf die Bedienung der Maschine durch Studirende sind sämmtliche Hähne, Ventile und Hilfsdampfleitungen u. s. w. mit genauer Bezeichnung versehen, so dass selbst Ungeübteren das Zurechtfinden möglich ist.

Der Wassergehalt des gesättigten Dampfes kann beim Eintritt in die verschiedenen Cylinder bestimmt werden. Zur Verwendung kommt hierbei ein Drosselcalorimeter, wie es in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure Jahrg. 98, S. 664 beschrieben und erläutert ist. Es kann daher auf die Beschreibung derselben hier verzichtet werden.

e) Andere Versuche.

Von weiteren Versuchen, die an der Maschine vorgenommen werden können, erwähne ich diejenigen zur Bestimmung des Schieberreibungswiderstandes. Diese Versuche lassen sich bequem durch Benutzung des hydraulischen Kraftcylinders der Maschine ausführen. Zu diesem Zwecke ist der Kraftcylinder mit Indicirvorrichtung versehen.

Versuche über die Empfindlichkeit des Regulators bei Belastungsänderungen lassen sich dadurch bequem ausführen, dass die Geschwindigkeitsschwankungen mittels eines Horn'schen Tachographen aufgezeichnet werden können.

2. Dreifach-Verbundmaschine

für 150 effect. PS., gebaut von der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei, combinirt mit Ueberhitzer (Schwörer).

Während bei der Vulcanmaschine in der Regel mit gesättigtem Dampf, jedoch von sehr hoher Spannung gearbeitet werden soll, habe ich bei dem Entwurf der zweiten grösseren Versuchsmaschine des Laboratoriums eine weitgehende Anwendung der Dampfüberhitzung vorgesehen.

Mit Rücksicht auf die letztere wurden als Steuerungsorgane der Maschine Ventile gewählt, da diese grösseren Steigerungen der Dampftemperatur gegenüber am unempfindlichsten sind.

Das Neue und Eigenartige der Anordnung besteht darin, dass der Ueberhitzer mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Ganzen combinirt ist, indem nicht nur der Dampf des Hochdruckcylinders überhitzt wird, sondern auch der Zudampf des Mitteldruckcylinders, wodurch sich enge Verbindung des Ueberhitzers mit der Maschine ergab. Diese Anordnung hat es aus constructiven Gründen zweckmässig erscheinen lassen, die beiden ersten Cylinder in Tandemanordnung horizontal aufzustellen und für beide Ventilsteuerung vorzusehen. Aus Rücksicht auf Raumersparniss ist der Niederdruckcylinder vertikal gebaut und zwar so, dass das Triebwerk auf derselben Kurbel angreift wie dasjenige der beiden anderen Cylinder. Diese Anordnung der Maschine, welche aus Fig. 34 in Gesammtansicht hervorgeht, ermöglicht nicht nur eine bequeme Rohrverbindung zwischen Ueberhitzer und den Cylindern, sondern gestattet auch eine gedrängte, wenig Breite beanspruchende Bauart sowie die Ausführung von nur zwei Triebwerken, ein wesentlicher Vortheil bei einer Dreifach-Verbundmaschine geringerer Leistung.

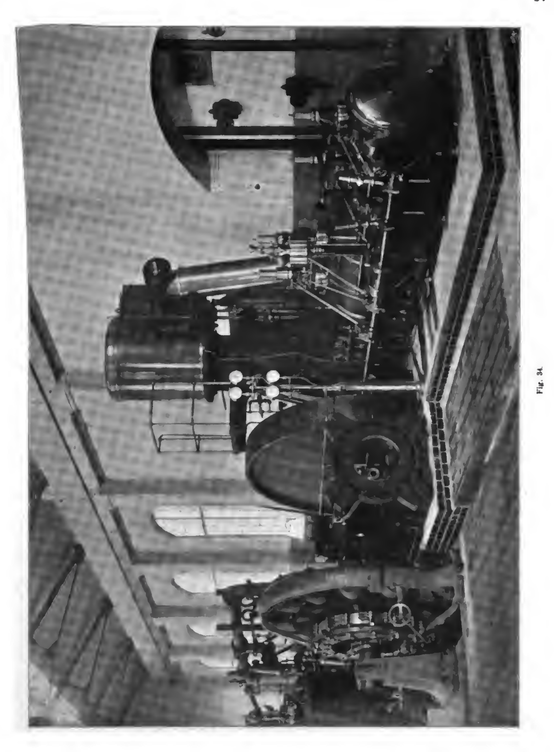


Fig. 34.

Die Maschine ist normal für 12 kg/qcm Ueberdruck Eintrittsspannung gebaut und leistet bei 270/430/675 mm Cylinderdurchmesser, 500 Hub und 150 minutlichen Umdrehungen 150 effect. PS. Das Triebwerk ist jedoch auch für 15 kg/qcm Dampfspannung noch ausreichend.

Die Anwendung eines besonderen Ueberhitzers mit eigener Feuerung wurde schon deswegen nöthig, weil die Entfernung der Hochdruckdampfkessel von der Maschine sehr gross ist, wodurch einerseits in der Leitung von überhitztem Dampf erhebliche Temperaturverluste eingetreten wären, andererseits die Bedienung des Ueberhitzers und die Uebersicht bei den Versuchen sehr erschwert worden wäre.

Der Ueberhitzer ist deshalb in nächster Nähe der Maschine in einem besonderen Raum aufgestellt worden. (Siehe Fig. 2 (Tafel I) und Fig. 34 rechts.)

Man hatte bereits versucht, bei Verbundmaschinen den zweiten Cylinder ebenfalls mit Ueberhitzung zu betreiben, indem man den heissen, von dem im Kesselhause liegenden Ueberhitzer kommenden Dampf zunächst zur Ueberhitzung des Aufnehmerdampfes benutzte

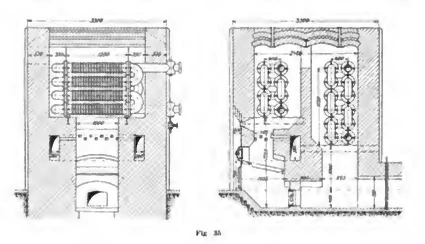


Fig. 35.

und ihn dann erst in den Hochdruckcylinder schickte. Bei der von mir getroffenen Anordnung wird die Ueberhitzung des Dampfes im Aufnehmer unmittelbar von dem Ueberhitzer selbst besorgt. Es gehört deshalb das Rohrsystem des Ueberhitzers, welches von dem Dampf beim Ueberströmen vom ersten zum zweiten Cylinder durchflossen wird, zum Aufnehmerraum. Hieraus ergab sich ebenfalls die Nothwendigkeit, den Ueberhitzer unmittelbar bei der Maschine aufzustellen, wenn man nicht aussergewöhnlich grossen Aufnehmerraum und lange Rohrleitungen zulassen wollte.

Der Ueberhitzer, der in Fig. 35 dargestellt ist, besteht aus gusseisernen Rippenrohrsystemen (nach Schwörer) und wurde von der Maschinenfabrik Buckau geliefert.

Wie bekannt, besteht das Eigenartige dieses Ueberhitzers darin, dass die Flanschdichtungen in dem von den Heizgasen durchströmten Raum liegen, aber durch Metallringe und durch einen besonderen Rostkitt auf bewährte Weise gedichtet werden.

Der Apparat ist für 15 kg/qcm Betriebsdruck gebaut und mit 25 kg/qcm Wasserdruck geprüft. Die gesammte Heizfläche beträgt 150 qm, ausreichend zur Ueberhitzung von stündlich 2000 kg Dampf auf 350°.

Bei directer Befeuerung des Ueberhitzers muss, um die Gussrohre keiner zu hohen Temperatur auszusetzen, in den Feuerungsraum durch die seitlich angeordneten Canäle (siehe Fig. 35) überschüssige atmosphärische Luft zugeführt werden, so dass die höchste Temperatur der Heizgase in dem Ueberhitzer 700 bis 800° nicht überschreitet. Die Luftmenge ist durch Klappen regulirbar.

Der Ueberhitzer besteht aus zwei Rohrsystemen, welche nach Belieben für Versuchszwecke hinter einander oder neben einander geschaltet werden können.

In der Regel wird das eine System von dem zum Hochdruckcylinder strömenden Dampf durchflossen, während das andere System den Dampf aufnimmt, der vom Hochdruck- zum Mitteldruckcylinder überströmt.

Um eine besonders starke Ueberhitzung zu erzielen, kann jedoch der dem Hochdruckcylinder zuströmende Dampf durch beide Systeme geführt werden.

Ausserdem ist eine Einrichtung getroffen, auch überhitzten Dampf in die Hauptdampfleitung zu geben, welche von dieser Maschine weiter in das Laboratorium hineinführt, so dafs auch nur zeitweise im Laboratorium sich befindende Maschinen mit überhitztem Dampf untersucht werden können.

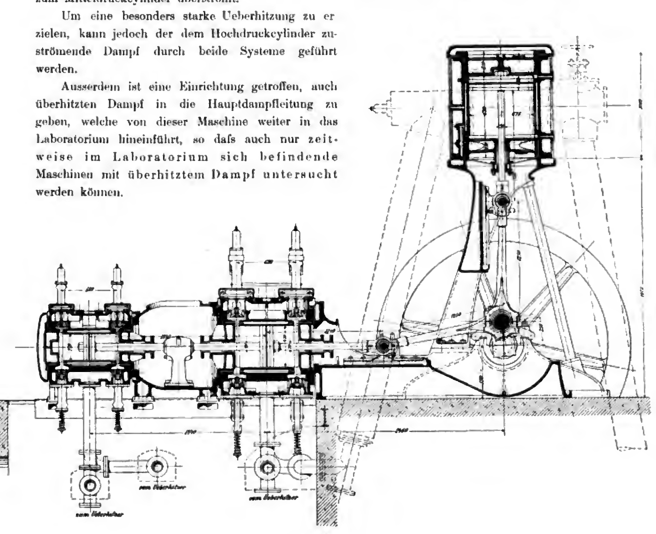


Fig. 36

Beim Ueberströmen vom Mitteldruckcylinder zum Niederdruckcylinder ist Ueberhitzung vorläufig nicht vorgesehen.

Die einfachste und bequemste Rohrleitung bei der gekennzeichneten Verbindung zwischen Hoch- und Mitteldruckcylinder und Ueberhitzer ergab sich bei Aufstellung dieser beiden Cylinder in horizontaler Tandemanordnung.

Den Längsschnitt durch die Maschine stellt Fig. 36 dar, aus der sich auch das Wesentliche der Bauart der Cylinder ergibt.

Die Dampf-Ein- und Ausströmung des Hoch- und des Mitteldruckcylinders geschieht von unten (siehe Fig. 37). Beide Cylinder sind mit seitlich angeordneten Absperrventilen versehen. Hoch- und Mitteldruckcylinder sind durch ein seitlich offenes Zwischenstück verbunden, welches auf dem Rahmen aufgelagert ist und gleichzeitig eine Führung zur Unterstützung der Kolbenstange trägt. Der vordere Deckel des Hochdruckcylinders und der hintere Deckel des Mitteldruckcylinders können ohne Fortnahme des Zwischenstückes herausgenommen werden. Ebenso kann der Kolben des Mitteldruckcylinders aus der Oeffnung des Zwischenstückes entfernt werden. Die Kolben sind aus Gusseisen und mit je zwei gusseisernen Dichtungsringen versehen, welche durch einen Deckel eingebracht werden können. Die Kolbenringe werden durch Stahlfedern angepresst (siehe Fig. 40).

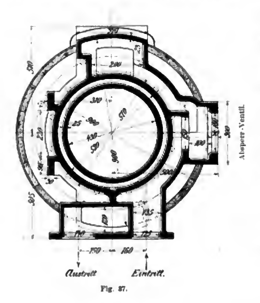


Fig. 37.

Auf die bei manchen Versuchsmaschinen vorgesehene Veränderung des schädlichen Raumes habe ich verzichtet, da dieselbe zeitraubende Montirungsarbeit erfordert, welche die Maschine zu lange dem Betriebe entziehen würde.

Die Kolbenstange des Hoch- und Mitteldruckcylinders ist aus einem Stück. Die Kolben sitzen auf Conus und sind verschraubt. Durch den Wegfall einer Kuppelung zwischen Hoch- und Mitteldruckcylinder ist die Baulänge der Maschine allerdings nicht wesentlich vermindert worden, da statt dessen eine Führung für die Kolbenstange angeordnet wurde.

Sämmtliche Cylinder sind mit Heizmänteln versehen, auf Deckelheizung ist mit Rücksicht auf die Umständlichkeit und die ohnehin geringe Wirksamkeit derselben bei Ueberhitzung verzichtet. Die Dampfmäntel sind, nicht wie bei Ventilmaschinen sonst üblich, aus einem Stück mit den Laufcylindern gegossen, sondern die letzteren sind eingesetzt und mit Kupferringen gedichtet. Die Einzelheiten der Cylinder ergeben sich aus den Figuren 36, 37, 38. Fig. 37 stellt den Querschnitt durch das Absperrventil dar, während in Fig. 38 der Cylinder durch die Ventilgehäuse geschnitten ist.

Um den Studirenden möglichst verschiedenartige Steuerungssysteme zu zeigen, ist der Hochdruckcylinder mit alter, der Mitteldruckcylinder mit neuer Collmannsteuerung versehen,

welche beide von einem und demselben Regulator beeinflusst werden können. Der Regulator ist deshalb auch zwischen beiden Cylindern auf dem Zwischenstück angeordnet. Bei Dreifach-Verbundbetrieb lässt man zweckmässig den Regulator nur auf die Hochdruckcylindersteuerung wirken und verstellt die Mitteldrucksteuerung von Hand. Da die Maschine, unter Ausschaltung des Hochdruckcylinders aber auch als Zweifach-Verbundmaschine arbeiten kann, so musste am Mitteldruckcylinder ausser der Verbindung der Steuerung mit dem Regulator auch ein besonderes Absperrventil vorgesehen werden.

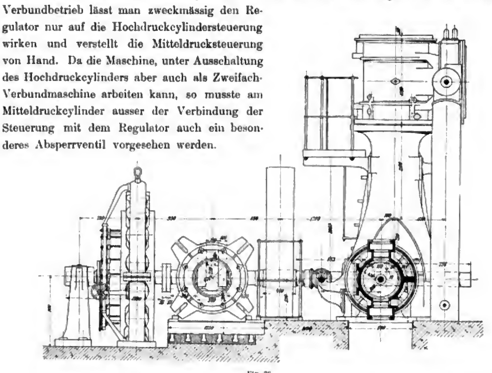


Fig. 38.

Die Einzelheiten der Ventilbauart sind für beide Cylinder gleich. Die Construction der Ventile des Mitteldruckcylinders sind in Fig. 39 dargestellt. Die oberen Sitzflächen der Ventile sind

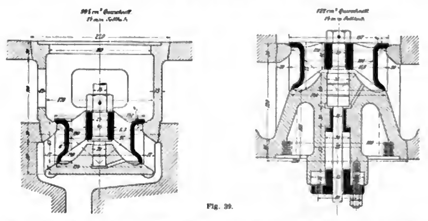


Fig. 39.

konisch, die unteren flach. Der Durchgangsquerschnitt der Ventile des Hochdruckcylinders beträgt 48,5 qcm, für Einlass und Auslass gleich, der des Mitteldruckcylinders ergibt sich aus der Figur.

Die Collmannsteuerungen sind zu bekannt, so dass von einer Beschreibung hier abgesehen werden kann. Die Abschlussgeschwindigkeiten der Ventile werden durch Ventilerhebungsdiagramme untersucht.

Neu ist bei den Cylindern die Anordnung, durch welche die schädlichen Räume derselben durch Ausfüllen mit Wasser rasch und genau bestimmt werden können.

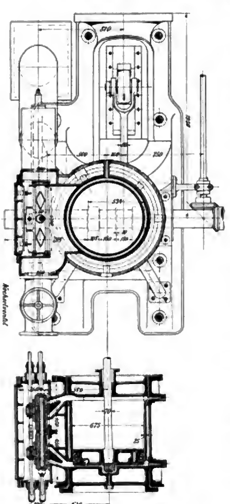


Fig. 40.

Zu diesem Zweck werden die Einlassventile durch offene besondere Ventile ersetzt, durch welche Wasser in die Cylinder eingeführt werden kann, während gleichzeitig die Luft entweicht. Diese hierdurch ermöglichte rasche Bestimmung der schädlichen Räume wird von den Studirenden besorgt und gestattet genaue Untersuchung der Dampfvertheilung.

Die Steuerwelle ist zwischen den Cylindern gekuppelt, theils um ein Klemmen in den Lagern bei der Ausdehnung der Cylinder zu verhüten, theils um die beiden Wellen gegeneinander verdrehen zu können.

Der Niederdruckcylinder wird durch zwei Stützen und einen gusseisernen Ständer getragen, die sich auf den die Kurbellager und die horizontale Kreuzkopfführung tragenden Grundrahmen aufsetzen (siehe Fig. 36 und 40).

Vom Mitteldruckcylinder aus wird der Dampf in einem schräg angeordneten, als Aufnehmer ausgebildeten Rohr dem Niederdruckcylinder zugeführt. Der Aufnehmer ist mit Heizmantel und Sicherheitsventil versehen.

Der Niederdruckcylinder (Fig. 40) hat Doppelschiebersteuerung, die zur Verbesserung der Einströmung als Gitterschieber ausgebildet ist. Das Grundexcenter ist verdrehbar, so dass Voreilung und Excentricität verändert werden können. Die Füllung kann nur von Hand verstellt werden.

Die verhältnissmässig grossen und schweren Schieber sind reichlich mit Entlastungsnuthen versehen.

Der untere Deckel des Niederdruckcylinders, der geheizt wird, ist mit dem gusseisernen Ständer nicht aus einem Stück gegossen, sondern besonders eingesetzt.

Der Kreuzkopf ist aus Schmiedeeisen hergestellt und mit einem gusseisernen Gleitschuh versehen. Die Kreuzkopfführung ist als Linearführung ausgebildet, die Gleitbahn jedoch nicht durch Hobeln bearbeitet, sondern gleichzeitig mit der Ausbohrung des Rahmens abgedreht worden. Sämmtliche Rahmen, die auf Fundament liegen, sind ausgemauert.

Die Pleuelstangen sind nach Art der Schiffsmaschinenstangen ausgeführt und umgreifen gabelförmig den Kreuzkopf. Für die Lagerschalen der Kreuzkopfzapfen ist wie gewöhnlich Rothguss gewählt.

Die beiden Gestänge der Maschine greifen auf demselben Kurbelzapfen neben einander an, so dass die Mittel der horizontal und des vertikal angeordneten Cylinders um 160 mm versetzt sind.

Die gekröpfte Welle, deren Abmessungen sich aus Fig. 38 ergeben, ist an der Dampfmaschine in zwei Hauptlagern, welche mit der Grundplatte aus einem Stück gegossen sind, dicht neben der Kurbel gelagert.

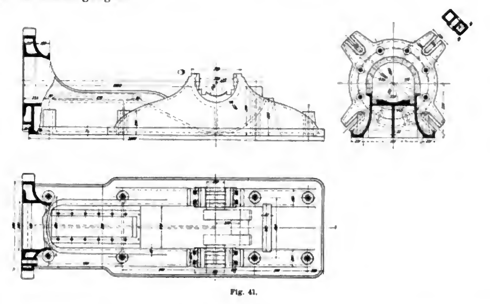


Fig. 41.

Das Schwungrad hat ein Gewicht von 4000 kg und 2,8 m Durchmesser. Dasselbe kann durch Blech verkleidet werden, um den Luftwiderstand der Arme auszuschalten und zu bestimmen.

Die Maschine macht normal 150 Umdrehungen in der Minute, kann jedoch bis auf 170 gesteigert werden. Zu diesem Zweck ist am Ende der vom Regulator bethätigten Welle (s. Fig. 34) ein verschiebbares Laufgewicht angebracht.

Ausser der Kurbel für die Dampfmaschine hat die Kurbelwelle eine zweite Kröpfung zur Anlenkung eines zweiten Kurbeltriebes. Von diesem zweiten Kurbeltrieb sind nur Rahmen, Kreuzkopf und Lenkstange ausgeführt, da er dazu bestimmt ist, zum Antrieb irgend welcher Kraft- oder Arbeitscylinder zu dienen. Zu diesem Zwecke ist der Rahmen, dessen Bauart sich aus Fig. 41 ergibt, ausser mit den gewöhnlichen Schraubenlöchern mit vier langgestreckten schlitzförmigen Ansätzen versehen, an welche die aufzustellenden Cylinder mittels Zugstangen bequem angeschlossen werden können. Zur Aufstellung dieser Cylinder (Pumpen-, Compressoren-, Gebläse- oder Dampfcylinder etc.) sind an der Kopfseite des Rahmens gusseiserne Roste eingemauert (Fig. 34).

Alle drei Dampfcylinder sind mit Kieselguhr und Holz isolirt und mit Stahlblechmänteln verschalt. Der Niederdruckcylinder hat einen Podest zur gefahrlosen Bedienung der Indicatoren.

Am Auslass des Niederdruckcylinders befindet sich ein Wechselventil, um den Dampf nach Belieben in den Oberflächencondensator oder in die Atmosphäre entlassen zu können.

Der Oberflächencondensator von 40 qm Kühlfläche ist als Centralcondensator bequem zugänglich vor der Maschine angeordnet und kann auch mit anderen Dampfmaschinen leicht verbunden, eventuell zu diesem Zweck mittels des Laufkrahns bequem transportirt werden. Der Condensator ist von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal geliefert und zur Fortschaffung des Condensats mit einer Simplex-Blakepumpe combinirt. Zur Bestimmung des Dampfverbrauchs wird das letztere gewogen. Das Kühlwasser wird von einer elektrisch betriebenen Centrifugalpumpe zugeführt und kann beim Austritt aus dem Condensator gemessen werden. Die Gesammtanordnung der Condensation ergibt sich aus Fig. 42.



Fig. 42.

Für gewöhnlich wird die Görlitzer Maschine, ebenso wie die Vulcanmaschine, durch eine Dynamo *F* 800 der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft belastet, welche mittels einer festen Kuppelung angeschlossen ist.

Die Anordnung, eine Maschine gleichzeitig durch eine Dynamo und eine Pumpe (Compressor, Gebläse etc.) zu belasten, dürfte hier wohl zum ersten Male ausgeführt sein. Wird nur mit der Pumpe gearbeitet, dann kann die Dynamomaschine einfach leer, d. h. nicht erregt, mitlaufen und der Anker dient lediglich als Schwungmasse. Die Bürsten können in diesem Falle abgehoben werden. Will man die Dynamomaschine allein belasten, so wird die Kuppelung der Versuchscylinderkolbenstange von dem Kreuzkopf gelöst. Es steht auch nichts im Wege, Dynamo und Versuchscylinder gleichzeitig, wenn auch dann nicht vollständig, zu belasten.

Die Belastung einer Dampfmaschine durch zwei angetriebene Maschinen abwechselnd oder gleichzeitig hat sich für den Laboratoriumsbetrieb sehr gut bewährt, und ich glaube, dass sie in manchen Fällen auch bei industriellen Anlagen mit Erfolg verwendet werden könnte, denn sie gewährt die Möglichkeit, z. B. bei geringem Bedarf von elektrischem Strom etc., die Dampfmaschine durch Zuschaltung der Pumpe etc. ökonomisch günstig zu belasten.

Um die Möglichkeit zu haben, mit Riemscheiben versehene Maschinen durch das Schwungrad der Dreifach-Verbundmaschine antreiben zu können, ist die Schwungradgrube an der äusseren Seite nicht vermauert und mit Blech abgedeckt. Nach Fortnahme des Oberflächencondensators kann der Riemen dann leicht abgeleitet werden.

Versuchseinrichtungen der Maschine.

Die Maschine ist in erster Linie für wärmetechnische Versuche bestimmt, insbesondere zur Klarstellung der Verhältnisse des überhitzten Dampfes. Es können daher die Dampfdrücke und die Dampftemperaturen beim Ein- und Austritt der Cylinder gemessen und die Condenswassermenge in den Mänteln und Aufnehmern bestimmt werden.

Ferner sind Studien über die Dampfverteilung vorgesehen, indem sämmtliche Punkte des Diagramms durch Veränderung der Steuerung beliebig einstellbar sind. Dies ist für Studirende von grossem Werth, da sie falsche und richtige Dampfvertheilung an der gleichen Maschine und ihre Einwirkung auf den Dampfverbrauch beobachten können.

Die Maschine ist ferner mit Einrichtungen versehen, um die Reibungswiderstände der einzelnen Maschinentheile und die durch sie bewirkten Arbeitsverluste zu bestimmen. Für die Triebwerkstheile wird dies dadurch gemessen, dass die Dynamo als Motor läuft und die zu untersuchenden Theile zu- und abgekuppelt werden, wodurch sich durch elektrische Präcisions-Messapparate die gewünschten Werthe genauer ermitteln lassen als durch Indicatorversuche. Die Widerstände der Steuerungsorgane können ebenfalls auf ähnliche Weise bestimmt werden.

Die hin- und hergehenden Massen sind theilweise durch Gegengewichte ausgeglichen, welche abnehmbar sind, so dass deren Einfluss studirt werden kann.

Ueber die einzelnen Versuchsresultate und Methoden werde ich seiner Zeit berichten.

3. Liegende Verbundmaschine

für normal 60 PS., gebaut von der Stettiner M.-B.-A.-G. Vulcan.

Es ist dies die erste Maschine, welche im Laboratorium zur Aufstellung gelangt ist, da dieselbe nach einem vorhandenen Modell gebaut ist und der Vulcan sich trotz der Ueberlastung seiner Werkstätten in liebenswürdiger Weise bereit erklärt hatte, die Maschine nach drei Monaten zu liefern. Sie gehört mit zu der grossen Schenkung des Herrn Geh. Reg.-Raths Riedler.

Die Maschine ist die gleiche wie diejenige des Wasserwerkes Stralsund; nur sind einige Aenderungen für Versuchszwecke, soweit sie sich an dem vorhandenen Modell leicht anbringen liessen, gemacht worden. Sie ist eine liegende Verbundmaschine der üblichen Anordnung von 340 resp. 530 Cylinderdurchmesser und 500 Kolben-Hub. Sie kann mit Auspuff und Einspritzcondensation betrieben werden und leistet im letzteren Falle bei 60 minutlichen Umdrehungen und 10 kg/qcm Dampfeintrittsspannung ca. 60 PS. Die Tourenzahl kann jedoch anstandslos auf mehr als 100 pro Minute gesteigert werden.

Die Bauart der Maschinenanlage ergibt sich aus den Fig. 43, 44 (Tafel II) und 45.

Belastet wird die Maschine durch eine an die verlängerte Kolbenstange des Hochdruckcylinders direct angeschlossene Pumpe, die weiter unten beschrieben ist. Von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckcylinders wird auf gemeinschaftlicher Fundamentplatte montirt, die Luftpumpe angetrieben, die so angeordnet ist, dass sie leicht fortgenommen und durch einen anderen Cylinder (Pumpe etc.) ersetzt werden kann. In diesem Fall wird die Maschine mit Auspuff betrieben.

Die Cylinder sind mit angegossenen Dampfmänteln umgeben, welche mit Frischdampf geheizt werden. Der Aufnehmer liegt zwischen den Cylindern unter Flur und ist ebenfalls mit Dampfheizung versehen. Mit dem Niederdruckcylinder ist er durch ein Stopfbüchsenrohr verbunden. Der Heizdampf geht nach einander durch Hochdruckcylinder —, Aufnehmer —, und Niederdruckcylindermantel hindurch (siehe Fig. 45).

Das Condenswasser aus den sämmtlichen Dampfmänteln und aus dem Aufnehmer wird durch Condenstöpfe einzeln abgezogen und von diesen durch Kühlschlangen gedrückt, von denen es entweder nach Belieben in die Canalisation abgeleitet oder behufs Wägung in Eimern aufgefangen werden kann.

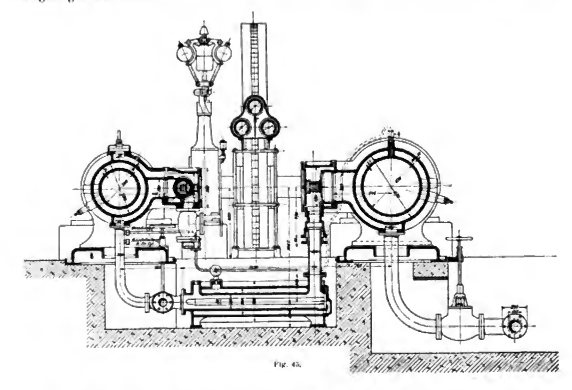


Fig. 45.

Der Hochdruckcylinder hat Ridersteuerung mit entlastetem Expansionsschieber, der Niederdruckcylinder von Hand veränderliche Meyer'sche Doppelschiebersteuerung.

Als Regulator ist ein solcher Pröll'scher Bauart ausgeführt, der auf die Ridersteuerung des Hochdruckcylinders einwirkt. Er kann bequem abgekuppelt und die Steuerung auch von Hand bedient werden. Der Dampfeintritt in den Schieberkasten des Hochdruckcylinders erfolgt von unten, wie überhaupt alle Rohrleitungen von unten zu- und abgehen.

Die Rohrverbindungen zwischen den Cylindern sind derart eingerichtet (siehe Fig. 44, Tafel II), dass sowohl Hochdruck- wie Niederdruckcylinder mit Auspuff und mit Condensation allein arbeiten können. Zu diesem Zweck ist in das Auspuffrohr des Hochdruckcylinders ein Wechselventil eingeschaltet, durch welches der Dampf nach Belieben in den Aufnehmer oder zur Auspuffleitung des Niederdruckcylinders geführt werden kann. Von hier tritt der Dampf in die Atmo-

sphäre oder in den Einspritzcondensator, je nachdem das Absperrventil nach der einen oder anderen Richtung geöffnet ist.

Diese Anordnung erweist sich zu Unterrichtszwecken als sehr vortheilhaft, da es möglich ist, mit dem einen Cylinder die Maschine zu betreiben, und die Studirenden in dem geöffneten Schieberkasten des anderen Cylinders das Spiel der Steuerung beobachten zu lassen. Um die Einstellung der Steuerung bequem abmessen zu können, ist die Lage der Dampfcanäle durch Risse äusserlich kenntlich gemacht.

Bei der langen Rohrleitung zwischen Hochdruckcylinder und Condensator ist den Studirenden Gelegenheit gegeben, die schädigende Einwirkung dieser langen Rohrverbindung auf die Vacuumspannung im Cylinder zu studiren. Ferner wird die Maschine hauptsächlich dazu benutzt, um den Studirenden die Entwicklung der Verbundmaschine aus der Eincylindermaschine vorzuführen. Es sind ausserdem am Hochdruckcylinder Einrichtungen getroffen, um nach Belieben Verbindung zwischen der vorderen und der hinteren Cylinderseite herstellen zu können, um somit künstlich Kolbenundichtheit herbeizuführen und ihre Einwirkung auf das Diagramm erkennen zu lassen. Ebenso kann durch eine Verbindung des Schieberkastens mit der einen oder anderen Cylinderseite die Wirkung der Undichtheit der Schieber herbeigeführt werden.

Es ist ja bekannt, dass man an schlechten Maschinen mehr lernt wie an guten. Daher sind diese Versuchseinrichtungen in hervorragendem Maasse geeignet, die Studirenden in der Beurtheilung der Dampfmaschine aus den Diagrammen und im Lesen der Letzteren zu unterweisen.

Der Einspritzcondensator (Fig. 44) ist eine doppelt wirkende Pumpe mit Gummiklappen, die durch mehrere Deckel bequem zugänglich sind. Das Einspritzwasser wird vom Sammelbrunnen durch den Condensator angesaugt. Die Vertheilung des Einspritzwassers im Condensatorraum erfolgt durch ein mit zahlreichen Löchern versehenes Kupferrohr. Die Wirkung der Vertheilung kann durch Glasdeckel beobachtet werden.

Mit Rücksicht auf die Einspritzcondensation wird der Dampfverbrauch der Maschine durch Messung des Speisewassers am Kessel und des Condenswassers in der Dampfleitung vom Kessel bis zur Maschine bestimmt. Die Messung des Letzteren erfolgt in der dicht bei der Maschine liegenden, als Messraum dienenden Unterkellerung (siehe Tafel I).

Die Rahmen der Maschine sind sehr kräftig ausgeführt, was ja bei Maschinen zum directen Antrieb von Pumpen immer zweckmässig ist. Aus demselben Grunde sind sie auch mit Cementmauerwerk ausgemauert.

Die übrigen Einzelheiten der Maschine ergeben sich aus den Figuren.

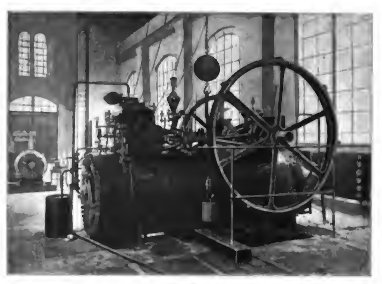


Fig. 46.

4. Verbundlocomobile mit Condensation
von R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Die Maschine ist ein Geschenk des Herrn Commerzienrath Wolf und für den Unterrichtsbetrieb des Laboratoriums von grossem Werth, da Kessel und Maschine unmittelbar bei einander, den Studirenden die Uebersicht wesentlich erleichtern. Die Gesammtansicht der sehr gefällig und vorzüglich ausgeführten Maschine ergibt sich aus Fig. 46, die Einzelheiten der Bauart aus der Fig. 47 und 48.

Die Locomobile ist, nach der bekannten Wolf'schen Bauart, mit ausziehbarem Röhrenkessel versehen, welcher in erster Linie dazu benutzt wird, um die Studirenden in den Kessel- und Heizbetrieb einzuführen. In Folge dessen ist der Kessel mit sämmtlichen Versuchseinrichtungen zur Entnahme von Rauchgasproben, Temperatur- und Zugmessungen versehen. Der Kessel hat als Speisevorrichtungen einen Injector und eine mit der Luftpumpe verbundene immer im Betrieb befindliche Speisepumpe, die das Wasser aus dem Ablauf des Condensators entnimmt. Die Speisepumpe wird durch Abschluss ihrer Saugleitung ausser Thätigkeit gesetzt.

Die Locomobile hat einen Einspritzcondensator und trägt zwei Schwungräder. Sie kann entweder mittels Riemen durch eine Dynamo belastet werden oder mittels selbstregulirender Seilbremse gebremst werden (siehe Fig. 46).

Die Cylinderdimensionen sind 175 resp. 320 mm Cylinderdurchmesser und 320 Kolbenhub. Bei 10 kg/qcmDampfdruck und 135 minutl. Umdrehungen leistet die Maschine norm. 25, max. 40 PS. eff.

Der Hochdruckcylinder ist mit Riderschiebersteuerung versehen, welche vom Regulator bethätigt wird, während der Niederdruckcylinder von einem Muschelschieber mit Trickcanal

gesteuert wird. Durch Verstellung des Excenters kann hier die Voreilung und der Excenterhub verändert werden.

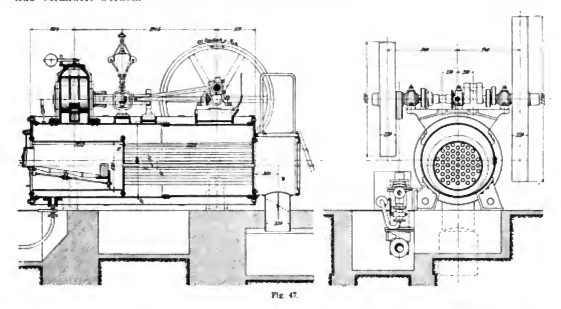


Fig. 47.

Am Schieberkasten des Hochdruckcylinders ist ein Dampfeintritt vorgesehen, durch den die Locomobilmaschine auch aus der Laboratoriumsdampfleitung gespeist werden kann. Zum leichteren Angehen der Maschine kann in den Schieberkasten des Niederdruckcylinders directer Dampf gegeben werden. Hoch- und Niederdruckcylinder liegen im Dampfraum des Kessels und sind daher ausgiebig geheizt.

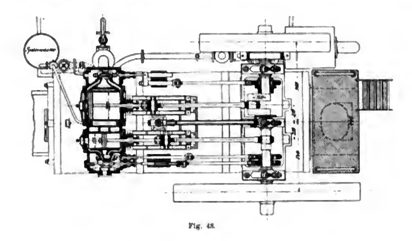


Fig. 48.

Der Dampfverbrauch wird durch Messung des Speisewassers sehr bequem bestimmt, wobei dann in der Regel die Locomobile von den Studirenden selbst bedient wird.

5. Verticale schnelllaufende Verbundmaschine

für normal 40 PS., gebaut von der Stettiner M.-B.-A.-G. Vulcan.

Die Maschine gehört zur Riedler'schen Schenkung und ist von dem Vulcan nach einem vorhandenen Modell gebaut, welches zum Antrieb der Dynamos für die elektrische Beleuchtung auf Schiffen verwendet wird und das sich bewährt hat.

Sie ist nach dem Schiffsmaschinentypus entworfen und auf einem kräftigen Grundrahmen ausgeführt, so dass sie mit dem Laufkrahn leicht im Laboratorium hin- und hergeschafft werden kann, um zum Antrieb von Dynamos, Pumpen etc. an jeder Stelle der Maschinenhalle benutzt zu werden.

Bei diesen im Laboratorium nicht fest aufgestellten Dampfmaschinen wird die Dampf-Zu- und -Abführung, wie schon Eingangs erwähnt, stets durch Metalldampfschläuche bewirkt (s. Fig 49), die einen bequemen und raschen Anschluss an die vorhandenen Stutzen der Zu- und Abdampfleitungen ermöglichen. Diese Schläuche, die bis zu 20 kg/qcm Betriebsdampfdruck ausreichen, sind für die Zwecke des Laboratoriums vorzüglich geeignet. Sie sind von Witzenmann in Pforzheim bezogen.



Fig 49

Die Maschine leistet bei 200 resp. 350 mm Cylinderdurchmesser, 160 mm Hub, 400 Umdrehungen und 10 kg/qcm Dampfdruck ca. 40 PS. Hoch- und Niederdruckcylinder nebst den Schieberkasten sind aus einem Stück hergestellt. Da man auf Schiffen in den Beimaschinen mehr Werth auf Gewicht- und Raumersparniss als auf günstigen Dampfverbrauch legt, ist keine Heizung der Cylindermäntel ausgeführt. Der Hochdruckcylinder wird mit Kolbenschieber ohne Dichtungsringe, der Niederdruckcylinder mit einfachem Flachschieber mit Trickcanal gesteuert.

Der Querschnitt durch die Cylinder und Schieberkasten ist in Fig. 50 dargestellt.

Die Excenter beider Schieber können auf je einem feststehenden Excenter verschoben werden, so dass Voreilwinkel und Excenterhub veränderlich sind. Hierdurch ist die Veränderung der Füllung und beliebige Einstellung der Steuerung möglich. Die Kurbelwelle ist zweimal gekröpft und dreimal gelagert. Sämmtliche Lagerschalen sind aus Rothguss. Das freitragende Schwungrad kann zur Aufnahme eines Riemens dienen, ist ausserdem aber mit Mitnehmern versehen, um eine Kuppelung anzutreiben. Die Regulirung erfolgt durch einen Achsenregulator, der auf ein Drosselventil wirkt.

Für Studienzwecke wird die Maschine hauptsächlich dazu benutzt, um den Studirenden Gelegenheit zu geben, rasch laufende Maschinen richtig zu indiciren. Es kommen hierbei in der Regel Crosby-Indicatoren zur Verwendung.

Ausserdem kann der Einfluss der hin- und hergehenden Massen an der Maschine studirt werden und der Einfluss der Compression auf dieselben etc. Die Massendrücke sollen durch einen besonderen im Bau begriffenen Registrirapparat aufgezeichnet werden, während ihr Einfluss auf die Fundirung den Studirenden dadurch verständlich gemacht wird, dass die Maschine am Laufkrahn hängend betrieben wird.

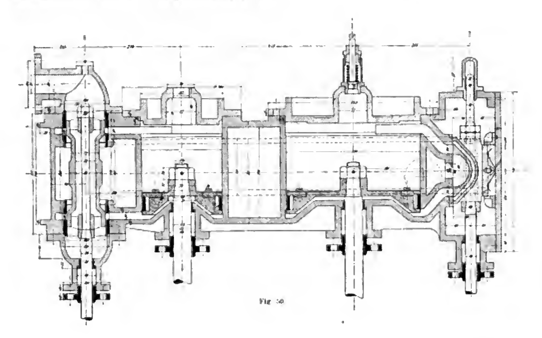


Fig. 10.

6. Kleinere Dampfmaschinen, Dampfpumpen etc.

Neben den vorstehend beschriebenen grösseren Dampfmaschinen befinden sich noch im Laboratorium oder in anderen Maschinenräumen der Hochschule eine Anzahl Maschinen, die für den Maschinenbetrieb der Hochschule dienen und auch bei Bedarf zu den Uebungen mit herangezogen werden:

1 Ventildampfmaschine, eincylindrig von 40 PS.,

1 Schiebermaschine mit Meyersteuerung von 8 PS.,

1 Duplexspeisepumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (s. Fig. 8.),

1 Duplexspeisepumpe von Weise & Monski in Halle a. S. geschenkt,

1 Simplexdampfpumpe der Blake-Pumpengesellschaft.

E. Hydraulische Maschinen.

1. Pumpen.

Wasserwerks- und Presspumpe, gebaut von der M.-B.-G. „Breslau", vorm. Ruffer.

Hier kommt für den Laboratoriumsbetrieb in erster Linie eine nach meinen Entwürfen für Versuchszwecke gebaute Pumpe in Betracht, welche von der oben beschriebenen horizontalen Verbunddampfmaschine angetrieben wird. Die Pumpe ist genügend gross bemessen, um die Dampfmaschine vollständig durch sie belasten zu können.

Sie ist zum Zwecke construirt, einerseits als Versuchspumpe für Studien- und Lehrzwecke zu dienen, andererseits aber auch Druckwasser für den Bedarf des Laboratoriums zu erzeugen.

Zur Zeit des Entwurfes der Pumpe waren die Räumlichkeiten des Laboratoriums noch sehr beschränkt, so dass ich bestrebt sein musste, die Baulänge derselben so weit als möglich zu verringern. Dieselbe ist daher als Differentialpumpe mit Umführungsstangen ausgeführt. Diese Anordnung ergab die kürzeste Baulänge und gewährte ausserdem den Vortheil, dass man mit zwei bequem zugänglichen Stopfbüchsen auskam, so dass nach Auswechselung derselben sehr leicht andere Plunger eingebaut werden konnten.

Es wurden daher, um die Pumpe einmal als Wasserwerkspumpe, ein anderes Mal als Presspumpe zu betreiben, zwei Sätze von Plungern ausgeführt: ein Satz grosser Plunger von 350/250 mm Durchmesser, womit die Pumpe 3 cbm Wasser pro Minute auf 8 kg/qcm drückt, ein Satz kleiner Plunger von 220/160, womit 1 cbm Wasser auf 25 kg/qcm gebracht werden kann. In beiden Fällen ist die Dampfmaschine voll belastet.

Um keine zu grossen Abmessungen der Pumpenkörper und Ventile zu erhalten, ist die Geschwindigkeit in den Ventilen bei der Lieferung von minutl 3 cbm verhältnissmässig hoch genommen; naturgemäss wird sie bei der Lieferung von 1 cbm Wasser (25 kg/qcm Wasserdruck) entsprechend niedrig. Durch Veränderung der Plungerdimensionen ist man daher auch in der Lage, die Wassergeschwindigkeit in den Ventilen zu verändern und deren Einfluss auf Pumpen- und Ventilgang zu studiren.

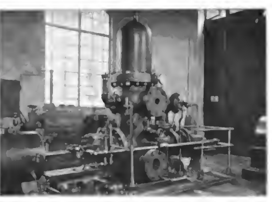


Fig. 51.

Die Gesammtansicht der Pumpe stellt Fig. 51 dar, während sich die Einzelheiten derselben aus den Figuren 43, 44 (Tafel II) und 52 ergeben. Die constructive Durchführung des Einbaues der kleinen Plunger zeigt Fig. 53.

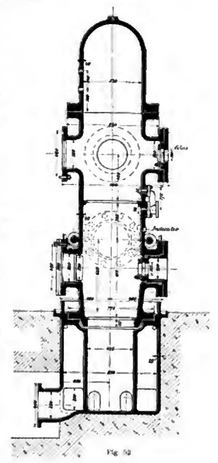
Saug- und Druckventil, sowie Druckwindhaube sind senkrecht über einander angeordnet und auf einem kräftig fundirten,

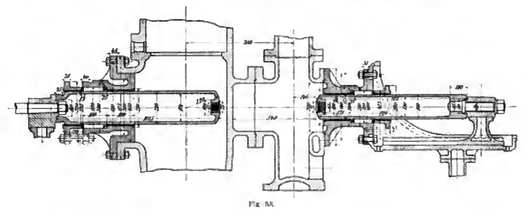
mit Cement vergossenen Saugwindkessel aufgebaut, der mit dem den Hochdruckcylinder der Antriebsmaschine tragenden Grundrahmen stark verschraubt ist.

Der Ausgleichcylinder ist mit dem eigentlichen Pumpenkörper verschraubt. Um eine möglichst einfache Wasserführung zu erzielen, habe ich das Druckrohr an dem unteren Theil des Pumpenraums für den kleinen Plunger abgehen lassen und dadurch das bei Differentialpumpen sonst eintretende Hin- und Herpendeln der Wassersäule nach dem Differentialraum vermieden. Der Pumpenkasten, Druckraum, Druckleitung etc. sind mit Rücksicht auf den maximalen Betriebsdruck von 25 kg/qcm kräftig dimensionirt.

Die Flanschen sind sämmtlich mit Feder und Nut versehen und mit Gummiringen abgedichtet. Die Verbindung der Plunger mit den aus Stahlguss hergestellten Traversen zur Aufnahme der Umführungsstangen ist aus Fig. 43 (Tafel II) und 53 ersichtlich. Von der üblichen Keilverbindung ist Abstand genommen worden, um möglichst gedrängte Anordnung zu erhalten. Die Stopfbüchsen werden durch kleine Presscylinder mit Fett geschmiert. Da wegen der geringen angestrebten Baulänge ein Wasserkasten zum Abhalten der Luft bei der Saugperiode nicht angebracht werden konnte, wird die Stopfbüchse des grossen Plungers in einem Ringraum unter Druckwasser gesetzt.

Der Pumpenkörper ist mit zahlreichen Stutzen versehen, theils um die Einführung der Riedlersteuerung zu gestatten, theils um die Anbringung von Schaulöchern mit Glasverschlüssen zu ermöglichen,


Fig. 52


Fig. 53

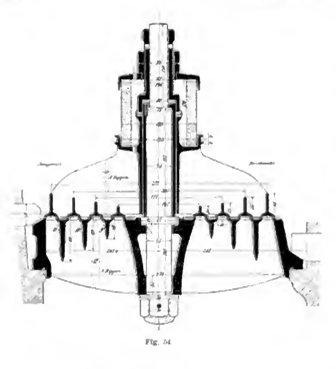


Fig. 54.

durch welche das Spiel der Ventile von aussen leicht beobachtet werden kann. Zu diesem Zweck wird die Pumpe von innen durch eine starke elektrische Glühlampe von 60 Kerzen beleuchtet. Die Beleuchtungseinrichtung ist derart getroffen, dass ein gebogenes Rohr, welches im Innern mit einer dicken Glasplatte abgedichtet ist, in die Pumpe eingesetzt und in dasselbe die Glühlampe eingeführt wird.

Die Ventile werden nach Wegnahme der Druckwindhaube von oben aus- und eingesetzt. Die Befestigung der Ventilsitze erfolgt durch vier von aussen nachziehbare Bolzen.

Für Studien- und Versuchszwecke habe ich Ventile verschiedener Bauart entworfen:

Selbstthätige Ventile (Fig. 54) für 8 kg/qcm Betriebsdruck mit Metalldichtung; ebensolche mit neuartigen Gummiventilen; gesteuerte Ventile mit Metalldichtung und mit Lederdichtung für 25 kg/qcm (Fig. 55).

Das selbstthätige Ventil (Fig. 54) ist als Ringventil mit sehr geringer Spaltbreite gebaut und möglichst leicht gehalten, um die Massenwirkung nach Möglichkeit einzuschränken. Das Ventil ist durch eine Gummifeder belastet, welche in ihrer Spannung verändert werden kann. Der Hub des Ventils kann entweder durch eine veränderliche Begrenzung eingestellt werden oder lediglich durch die gespannte Feder bewirkt werden.

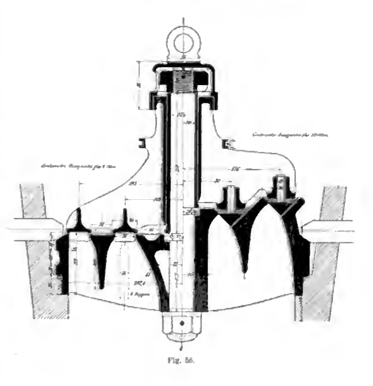


Fig. 55.

Es ist an der Pumpe eine Einrichtung vorgesehen, um Ventilerhebungsdiagramme zu entnehmen. Dieselbe ist in Fig. 56 dargestellt.

Zu diesem Zwecke sind an den Rippen der Ventile kreisförmige Nuten vorgesehen, in welche ein Gleitschuh passend eingesetzt werden kann, der mittels Hebel eine nach aussen geführte und durch Stopfbüchse gedichtete kleine Welle von 10 mm Durchmesser bei der Bewegung des Ventils in Drehung versetzt. Von dieser Welle aus wird mittels eines Hebels das Schreibzeug eines Indicators in Bewegung gebracht, so dass sich ohne Weiteres Ventilerhebungsdiagramme verzeichnen lassen. Die Ausführung einer kreisförmigen Nute für den Antrieb des Hebels ist nöthig, da ja die Ventile sich bekanntlich beim Betrieb drehen und auch drehen sollen.

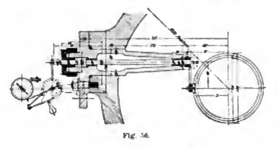


Fig. 56.

Diese Vorrichtung kann an sämmtlichen Ventilen angebracht werden. Es haben sich da sehr interessante Aufschlüsse über Ventilbewegung etc. bei Pumpen ergeben, deren Veröffentlichung ich mir für später vorbehalte.

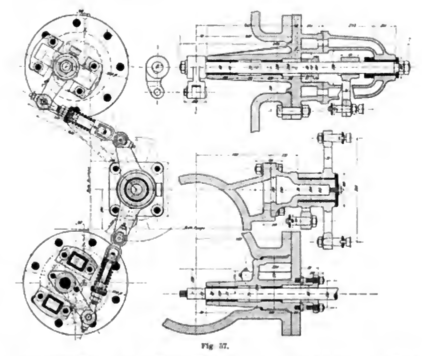


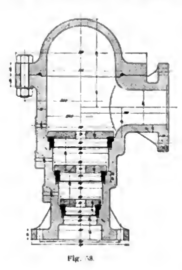
Fig. 57.

Um die Widerstände der Wasserbewegung bei den verschiedenen Geschwindigkeiten auszumitteln, können im Pumpen- und im Druckraum Diagramme entnommen werden. Um bei der Entnahme von Diagrammen im Pumpenraum die Luft vom Indicator abzuhalten, ist derselbe horizontal angeordnet.

Die Einzelheiten der Riedlersteuerung, die von der über den Schieberkasten hinaus verlängerten Schieberstange das Grundexcenters angetrieben wird, sind in Fig. 57 dargestellt. Von einem mit drei Zapfen versehenen Schwinghebel werden die Steuerwellen durch federnde, mit Kniehebelwirkung angeordnete Stangen angetrieben.

Die Pumpe saugt das Wasser unmittelbar aus dem Sammelbrunnen. Die Saugleitung hat kein Fussventil. Die Luft im Saugwindkessel kann durch den Einspritzcondensator der horizontalen Dampfmaschine, welche zum Antrieb der Pumpe benutzt wird, abgesaugt werden, resp. kann durch den Hahn nach Belieben Luft eingelassen werden (siehe Fig. 44, Tafel II).

Der Druckwindkessel der Pumpe kann entweder mittels Schnüffelventils mit Luft gefüllt werden oder durch einen Westinghouse-Luftcompressor. Die Luft aus dem Druckraum kann ebenfalls vollständig durch Auslasshähne entfernt werden, um den Studirenden den Einfluss der nicht mit Luft gefüllten Windhaube zu zeigen.


Fig. 58.

Das von der Pumpe kommende Druckwasser wird zunächst in einen Hauptdruckwindkessel geführt, welcher aus Schmiedeeisen geschweisst, also ohne Nietung hergestellt ist. Der lichte Durchmesser desselben beträgt 900 mm, die Höhe 2,5 m. Eine Ansicht desselben ist auf Fig. 49 zu finden. Von diesem Druckwindkessel kann das Wasser entweder durch eine Druckleitung (g auf Tafel I) in das Laboratorium zum Betrieb von Motoren geführt werden, oder es wird durch einen Drosselapparat geleitet, von dem aus es dem Sammelbrunnen wieder zufliesst.

Da eine Druckhöhe von 80 oder gar 250 m im Laboratorium nicht zu erreichen war, so habe ich von vornherein vorgesehen, den Widerstand für die Pumpe durch Drosselung herzustellen. Mit Rücksicht auf die durch die Drosselung bei 25 kg/qcm auftretende hohe Wassergeschwindigkeit, ist für die Druckminderung der Apparat gebaut, der in Fig. 58 dargestellt ist. In demselben wird das Wasser durch leicht auswechselbare, mit Oeffnungen versehene Stahlplatten gepresst. Die Oeffnungen sind gehörig abgerundet und die Stahlplatten sind gehärtet. Durch Einlegen verschiedener Platten kann der gewünschte Druck leicht erreicht werden. Die genaue Einstellung desselben erfolgt durch ein gewöhnliches Ventil, welches vor diesem Drosselapparat an dem Hauptdruckwindkessel angebracht ist. Das durch den Drosselapparat gepresste Wasser wird, um damit zu sparen und vor Allem um durch zu grosse Wassermengen nicht die Canalisation zu stark in Anspruch nehmen zu müssen, durch eine Rücklaufleitung wieder in den Sammelbrunnen zurückgeführt. Bei Versuchen an der Pumpe macht daher das Wasser in der Regel einen Kreislauf, wenn es nicht im Laboratorium zu anderen Zwecken benutzt wird. Diese Einrichtung des Rücklaufs gestattet, die Pumpe mit veränderlicher Saughöhe zu betreiben, indem der Wasserspiegel im Sammelbrunnen beim Kreislauf ja unverändert bleibt und auf einer beliebigen Höhe gehalten werden kann.

Der Wasserstand des Sammelbrunnens kann im Laboratorium durch einen pneumatischen Wasserstandsanzeiger von Schäffer & Budenberg beobachtet werden.

Durch die Verwendung immer derselben Wassermenge bei den Versuchen mit der Pumpe und durch die Drosselung erwärmt sich das Wasser bei continuirlichem Betrieb. Der Inhalt des Sammelbrunnens ist jedoch so gross, dass die Erwärmung erst nach vielstündigem Betrieb eine merkbare Grösse annimmt. In diesem Falle wird zeitweise kaltes Wasser zugesetzt.

Die Schaffung des Druckes bei der Pumpe durch starke Querschnittsverengung ist mit Gefahr verbunden und erfordert Achtsamkeit. Mit Rücksicht auf die Uebungen der Studirenden sind daher sowohl an der Pumpe als auch am Hauptdruckwindkessel Sicherheitsventile angebracht, welche verhüten, dass der Druck eine gefahrdrohende Höhe annimmt.

Der Hauptdruckwindkessel ist mit Wasserstandsgläsern mit Selbstschluss von Schumann & Co. in Leipzig versehen.

Die Füllung desselben mit Luft geschieht durch den schon genannten Westinghouse-Dampfcompressor. Die Pressluft dieses kleinen, vorzüglichen Compressors kann weiter noch zum Betrieb einer Mammuthpumpe benutzt werden, welche dicht neben dem Sammelbrunnen aufgestellt ist. Die Schaltung desselben auf die verschiedenen Luftleitungen erfolgt einfach durch einen Wechselhahn und Ventile.

Wird das von der grossen Wasserpumpe gelieferte Druckwasser in dem Laboratorium benutzt, so ist ein Kreislauf nicht möglich, und das entnommene Wasser muss in dem Sammelbrunnen ersetzt werden. Zu diesem Zweck dient die Mammuthpumpe und die Eingangs genannte Heberleitung von 250 mm l. W., die von dem nahe der Pumpe gelegenen Kellerraum aus durch einen Dampfejector in Betrieb gesetzt werden kann (siehe Tafel I).

Die Heberleitung liefert minutlich 1,4 cbm, die Mammuthpumpe 0,4 cbm, so dass minutlich insgesammt 1,8 cbm Wasser zur Verfügung stehen.

Bei Versuchen zur Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpe wird an dem mit Flanschen versehenen Rücklaufrohr ein mit einem Schwenkrohr ausgestattetes, vertikales Rohr angebracht, durch welches das zurücklaufende Wasser in Messgefässen von je 1 cbm Inhalt gemessen werden kann. Diese Behälter werden über dem Sammelbrunnen aufgestellt und das gemessene Wasser in den letzteren entlassen. Mit Rücksicht auf die bedeutenden, zu messenden Wassermengen sind diese Messgefässe mit durch Hebel zu bedienenden grossen Auslassventilen versehen.

An der Pumpe ist ferner eine Einrichtung vorgesehen, um die Reibungswiderstände der Plunger in den Stopfbüchsen zu messen. Es geschieht dies dadurch, dass die Dampfmaschine von den Plungern abgekuppelt wird und die letzteren durch Luftdruck bewegt werden.

Mit der Pumpe und den einzelnen Ventilen sind unter verschiedenen Umständen zahlreiche Versuche ausgeführt worden, welche allgemeineres Interesse bieten dürften und deren Veröffentlichung ich mir vorbehalte.

Elektrisch betriebene Centrifugalpumpe.

Dieselbe ist von Brodnitz & Seydel in Berlin ausgeführt und liefert bei 1350 Umdrehungen pro Minute 800 l Wasser unter Ueberwindung einer Saughöhe und Druckhöhe von je 6 m.

Der Elektromotor ist durch eine Lederkuppelung mit der Centrifugalpumpe verbunden, welche leicht abgenommen werden kann, so dass durch Bremsen des Elektromotors jederzeit

der Wirkungsgrad desselben festgestellt und somit der Arbeitsbedarf der Centrifugalpumpe ermittelt werden kann.

Der Anlasswiderstand des Motors ist auf einem Brett mit den elektrischen Messinstrumenten am Oberflächencondensator, für den die Pumpe das Kühlwasser liefert (s. Fig. 42), montirt. Derselbe hat eine weitgehende Regulirfähigkeit für Geschwindigkeitsveränderungen bis zu 15% über normal und bis zu 50% unter normal. Diese bei einem Electromotor leicht zu erreichende Regulirfähigkeit ermöglicht die Untersuchung der Pumpe unter den verschiedensten Verhältnissen.

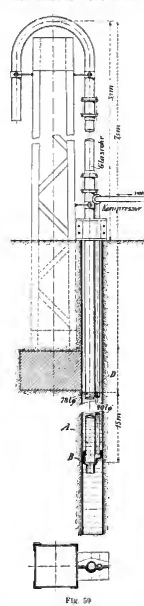


Fig. 59

Die Pumpe saugt das Wasser ebenfalls aus dem Sammelbrunnen und drückt es durch den Oberflächencondensator der Görlitzer Maschine. Das Arbeiten mit verschiedener Saughöhe ist daher auch hier möglich, da, wie bei der grossen Pumpe, das Abflusswasser wieder in den Sammelbrunnen zurückgeleitet werden kann, der Wasserstand im Brunnen also auf derselben Höhe bleibt.

Beim Austritt des Kühlwassers aus dem Oberflächencondensator können über einem Abflussgerinne Messgefässe aufgestellt werden, um die von der Centrifugalpumpe gelieferte Wassermenge zu ermitteln.

Die Druckhöhe der Pumpe wird durch ein Manometer bestimmt.

Die Saugleitung der Centrifugalpumpe hat kein Fussventil. Dieselbe muss daher beim Ingangsetzen der Pumpe durch einen Dampfejector entlüftet werden. Um dabei ein Zurücktreten der Luft durch die Druckleitung der Centrifugalpumpe zu vermeiden, ist in dieselbe eine Rückschlagsklappe mit Lederdichtung eingeschaltet, welche sich in der Richtung des durchströmenden Wassers öffnet.

Mammuthpumpe (Druckluftwasserheber).

Diese Pumpen haben in der neueren Zeit vielfach in der Industrie Beachtung gefunden, und es ist von dem Laboratorium mit Freuden begrüsst worden, dass die Firma A. Borsig demselben eine solche zur Verfügung gestellt hat. Diese Pumpe ist in Fig. 59 dargestellt und fördert aus einem 30 m tief niedergetriebenen Rohrbrunnen von 156 mm Durchmesser, in welchem das Grundwasser in der Regel 4 m unter Erdoberfläche steht. In dieses Bohrrohr ist die Mammuthpumpe eingehängt, die aus dem glatten Steig- oder Förderrohr *A* und dem sog. Fussstück *B* besteht, in das die Druckluft durch das Luftrohr *D* eingeführt wird. Das Fussstück ist so gebaut, dass die Luft am ganzen Umfange dem Förderrohre zuströmen kann.

Lässt man Druckluft von einer Spannung entsprechend der Höhe der über dem Fussstück stehenden Wassersäule in das Luftzuführungsrohr eintreten, so wird sich im Förderrohr ein Gemisch von Luft und Wasser bilden, das von der ausserhalb desselben befindlichen Wassersäule hoch getrieben wird. Diese muss deshalb für eine bestimmte Förderhöhe eine bestimmte Grösse haben, d. h. die Eintauchtiefe des Wasserhebers richtet sich nach der Förderhöhe, auf welche das Gemisch von Wasser und Luft gehoben werden soll. Sie beträgt bei Wasser in der Regel das Ein- bis Anderthalbfache der Förderhöhe, was allerdings unter Umständen sehr tiefe Brunnen ergibt.

Luft- und Steigerohr liegen dicht neben einander, damit das zu ihrer Aufnahme bestimmte Brunnenrohr möglichst kleinen Durchmesser erhält. Die Rohre sind mittels einer gusseisernen Schelle befestigt, die sich auf den oberen Rand des Bohrrohres aufstützt. Bei der Versuchspumpe ist ein Stück des eisernen Förderrohres über dem Erdboden durch Glasrohr ersetzt, damit man das aufsteigende Wasser- und Luftgemisch beobachten kann. Das Förderrohr giesst in einen Behälter frei aus. Das Wasser der Pumpe wird in einem 2 cbm enthaltenden Messgefässe aufgefangen und kann von dem letzteren in den Sammelbrunnen entlassen werden.

Die mit der Pumpe und anderen gewonnenen Versuchsresultate werden in dem II. Heft der »Mitteilungen« mitgetheilt.

Kleinere Pumpen.

Es befinden sich noch verschiedene kleinere Pumpen im Laboratorium, deren Construction zu bekannt ist, als dass sie beschrieben zu werden verdienen; es sind alle direct angetriebene Dampfpumpen und bereits S. 51 erwähnt. Sie werden mit zu den Uebungen für die Studirenden herangezogen.

2. Hydraulische Motoren.

Riedler-Wassermotor.

Das durch die Presspumpe gelieferte Druckwasser kann durch die Leitung *g* (siehe Tafel I) in das Laboratorium geführt und dort zum Betrieb von hydraulischen Motoren benutzt werden.

Eine Maschine dieser Art besitzt das Laboratorium in einem für Studienzwecke sehr werthvollen, von Geheimrath Riedler entworfenen und geschenkten Wassermotor, der mit durch Regulator veränderlicher Füllung und Umsteuerung ausgestattet ist.

Die Seitenansicht des Motors ist aus Fig. 60 zu ersehen. Schnitt und Grundriss gibt die Fig. 61 wieder.

Derselbe leistet bei ca. 135 Umdrehungen pro Minute und 20 kg/qcm Wasserdruck 25 PS.

Das Druckwasser arbeitet auf zwei einfach wirkende Plunger, die die Bewegung auf Kurbeln mit 90% Versetzung durch Kreuzkopf und Lenkstange übertragen.

Zum Kraftausgleich bei Hin- und Hergang sind die Plunger als Differentialkolben ausgeführt, ähnlich wie bei Differentialpumpen. Die Dichtung der grossen Plunger erfolgt durch innen liegende Stopfbüchsen. Das Druckwasser tritt in den als Windkessel ausgebildeten, unten befindlichen Druckraum ein, das Abwasser fliesst oben ab.

Die Vertheilung des Wassers erfolgt durch einsitzige Pumpenventile, welche durch Federkraft entgegen der Wasserströmung öffnen. Durch Einwirkung der äusseren Steuerung erfolgt der Schluss der Ventile zwangläufig. Arbeitet z. B. der Motor mit 25% Füllung, so wird in dem entsprechenden Punkt des Hubes der Schluss des Einlassventils und das Öffnen des Auslassventils durch die Steuerung erfolgen. Durch das geöffnete Auslassventil tritt nun Wasser aus dem Abflussraum in den Arbeitsraum zurück. Das Auslassventil wird durch den Federdruck weiter geöffnet erhalten, auch während der rückkehrende Plunger das Wasser durch dasselbe herausdrückt, so lange bis die äussere Steuerung dasselbe zwangläufig

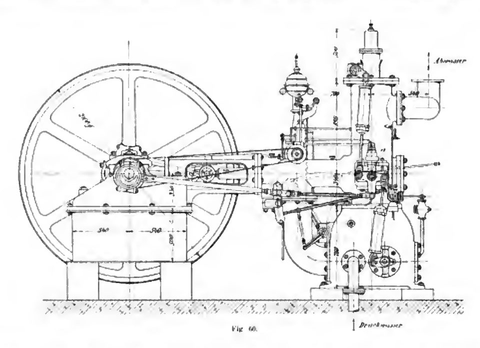


Fig. 60.

schliesst. Dieser Schluss muss unter allen Umständen vor dem Hubwechsel erfolgen, damit der weitereilende Plunger den Druck im Arbeitsraum so weit steigert, bis die Federkraft das Einlassventil zu öffnen vermag. Die Anordnung, dafs das Druckwasser unten eintritt, das abfliessende Wasser oben den Motor verlässt, ergab sich als Nothwendigkeit, um, wie oben bezeichnet, bei geringen Füllungen den Arbeitsraum aus dem Abflussraum nachfüllen zu können. Die Steuerung ergibt sich aus Fig. 60. Die Veränderung der Füllung und damit der Arbeitsleistung wird durch früheren oder späteren Schluss resp. Öffnen der Einlass- und Auslassventile bewirkt. Dies geschieht durch Verschiebung des Zapfens *a* des in Fig. 60 gezeichneten Steuerhebels. Diese Verschiebung wird durch Wasserdruck, der vom Regulator durch Kolbenschieber gesteuert wird, ausgeführt.

Die Umsteuerung und das Ingangsetzen erfolgt dadurch, dass durch besondere Hähne bei geschlossenen Ventilen Druckwasser derart in die Maschine eingelassen wird, dass dieselbe einen Impuls in der gewünschten Bewegungsrichtung empfängt. Da die Excenter um 180° gegen

die Kurbeln versetzt sind, so dreht sich die Maschine nach beiden Richtungen. Nöthig ist nur, dass die Drehung für die gewünschte Richtung eingeleitet wird. Die Steuerung dieser Hähne erfolgt durch Coulisse.

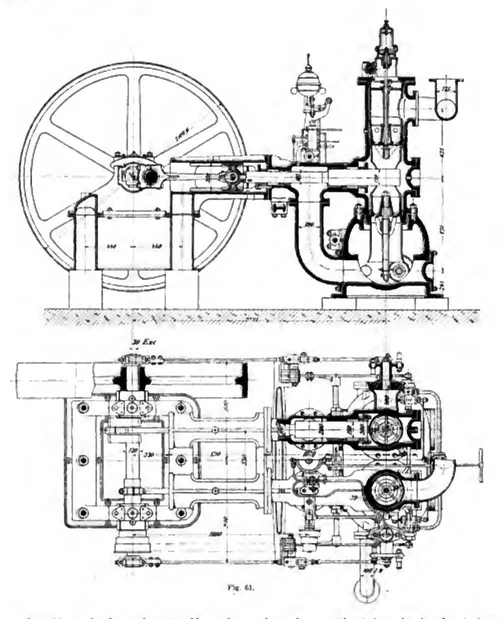


Fig. 61.

Der Motor ist besonders für Versuchszwecke gebaut und wird vorläufig durch Bremse belastet. Als Ventile können je nach dem Grad der Reinheit des Wassers solche mit Metall-, Leder- oder Holzdichtung verwendet werden. Die Veröffentlichung der genauen Versuchsresultate mit diesem Motor behalte ich mir für später vor.

Peltonrad.



Fig. 62

Als zweiter Druckwassermotor steht dem Laboratorium ein kleineres Peltonrad zur Verfügung, das bei ca. 2000 Umdrehungen pro Minute und 20 kg/qcm Wasserdruck ca. 16 PS. leistet. Die Aufstellung desselben mit Bremse und Gefässen zur Feststellung der Leistung und der verbrauchten Wassermenge ergibt sich aus Fig. 62.

Der Wasserdruck wird durch ein genaues Manometer, dessen Richtigkeit jederzeit durch das Quecksilbermanometer controllirt werden kann, gemessen. Um bei der Manometermessung saugende resp. stossende Wirkung der in Bewegung befindlichen Wassersäule auf das Monometer zu vermeiden, wird ein Windkessel eingeschaltet, auf dem das Manometer angebracht ist.

F. Pneumatische Maschinen.

Gebläsemaschine.

Der an der Görlitzer Maschine ausgeführte Kurbeltrieb nebst Rahmen ist zum Antrieb irgend welcher Arbeitsmaschinen mit hin- und hergehender Kolbenbewegung geeignet, und von diesem wird daher der im Laboratorium befindliche Gebläsecylinder angetrieben.

Derselbe ist von Herrn Geh. Reg.-Rath Riedler geschenkt und so eingerichtet, dass auf der einen Seite sich die neueste Riedlersteuerung befindet, während ich auf der anderen Seite einen Ventilkasten zur Aufnahme selbstthätiger Gebläseventile entworfen habe. Der Cylinder, der in Fig. 63 und 64 dargestellt ist, hat einen Durchmesser von 850 mm bei 500 mm Hub und wird mit vier Stangen an die Augen des Kreuzkopfrahmens angeschlossen. Die auf der einen Seite des Gebläsecylinders angebrachte neueste Riedlersteuerung hat einen Corliss-Schieber für den Lufteinlass und ein durch den Kolben geschlossenes sogenanntes rückläufiges Druckventil für den Auslass. Das letztere ist in der Mitte des hinteren Cylinderdeckels angebracht (Fig. 64) und ist im Wesentlichen ein Doppelsitzventil aus Stahlguss, möglichst leicht gehalten, das durch Luftüberdruck in das Cylinderinnere, also entgegen der Kolbenbewegung geöffnet und von dem sich dem Totpunkt nähernden Kolben durch Zwischenschaltung einer Feder geschlossen wird. Zu diesem Zweck ist das Ventil mit zwei Ringkolben versehen von verschiedenem Querschnitt. Auf die Ringkolbenfläche *b* und *c* (Fig. 63 Längsschnitt) wirkt während der Saugperiode der Druck im Druckraum; der Druck auf die grössere Flächen (*b*) wird also das Ventil geschlossen halten. Steigt gegen Ende der Druckperiode der Druck im Cylinder über den im Druckraum, so wird er auf den beiden andern Flächen der Ringkolben wirksam. Der Ueberdruck bei *a* (dorthin gelangt er durch in der Zeichnung ersichtliche Fenster im Ventil) wird das Ventil öffnen.

Das Druckventil wiegt 8 kg und ist nach Lösung des Deckels leicht herauszunehmen. Es sind mit demselben bereits zahlreiche und eingehende Versuche vorgenommen worden, welche ich in dem zweiten Heft der »Mittheilungen« zu veröffentlichen gedenke. Der an der vorderen Seite des Gebläsecylinders vorgesehene Ventilkasten ist zur Aufnahme selbstthätiger

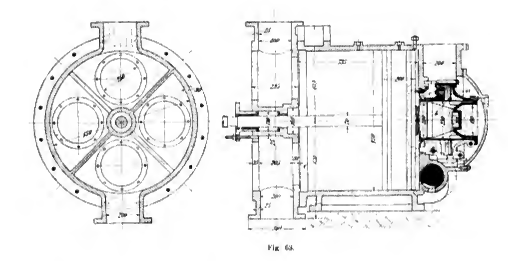


Fig. 63.

Ventile eingerichtet. Es sind im Saug- und Druckraum je zwei Oeffnungen zur Aufnahme der Saug- resp. Druckventile vorgesehen. Der Ventilkasten ist so gebaut, dass selbstthätige Ventile verschiedener Construction eingebaut und untersucht werden können.

Mit Rücksicht auf Versuche ist der Gebläsecylinder absichtlich mit sehr grossem schädlichen Raum ausgeführt, der mittels der Verschraubung der Kolbenstange mit dem Kreuzkopf durch Verschieben des Kolbens auf einer Seite beliebig eingestellt werden kann. Dies ergab constructiv die einfachste Lösung, bei der allerdings auf eine Einstellung des schädlichen Raumes auf der anderen gerade nicht zu Versuchen benutzten Kolbenseite verzichtet werden muss. Auf diese Weise kann der Abstand des Kolbens auf der betreffenden Seite vom Cylinderdeckel von 1 mm bis zu 30 mm verändert werden. Dies ist namentlich von Wichtigkeit bei den Versuchen mit dem gesteuerten Riedler-Ventil.

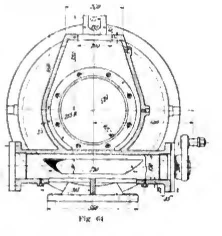


Fig. 64.

Der Gebläsecylinder arbeitet normal mit einem Druck von 0,6 kg/qcm, ist jedoch kräftig genug gebaut, um eine Steigerungsfähigkeit desselben bis auf 1 kg/qcm zuzulassen.

Diagramme können entnommen werden an den beiden Seiten des Cylinders und an den beiden Druckräumen.

Da hinter den letzteren ein grösserer Windkessel unmittelbar nicht aufgestellt werden konnte, so finden in der Druckleitung bei den hohen Umdrehungszahlen der Gebläsemaschine (bis zu 120 pro Minute) lebhafte Schwingungen der Luftsäule statt, welche durch den ziemlich weit von dem Gebläsecylinder entfernt liegenden Druckwindkessel nicht ausgeglichen werden.

Der Druckraum des Gebläsecylinders wird bei dem Betrieb an eine definitiv verlegte Druckleitung angeschlossen, welche in der Fig. 2 (Tafel I) mit *n* bezeichnet ist und die nach einem Hauptdruckwindkessel von 16,0 cbm Inhalt führt. Als solcher dient ein alter Dampfkessel. Der Luftdruck wird durch ein Ventil eingestellt, durch das die Luft auf jeden beliebigen Druck bis zu 1 kg/qcm gedrosselt werden kann.

Mit Rücksicht auf diese Schwankungen des Luftdruckes in der Druckleitung ist es nöthig, auch Diagramme in dem Druckraum dicht hinter dem Ventil zu entnehmen, einerseits um diese Schwankungen feststellen zu können, andererseits um in der Lage zu sein, die Widerstände der Luft beim Durchtritt durch das Druckventil und die Beschleunigungsdrücke für die Luftsäule in der Druckleitung bestimmen zu können.

Um die Bewegungen der Ventile beim Öffnen und Schliessen untersuchen zu können, sind dieselben mit Einrichtungen versehen, um Ventilerhebungsdiagramme abzunehmen.

Da es namentlich erwünscht ist, die Vorgänge beim Schluss und beim Oeffnen der Ventile auf diesen Diagrammen möglichst deutlich zu verzeichnen, wird die betreffende Indicatortrommel nicht von dem Kreuzkopf des Gebläses angetrieben, sondern von dem um 90° im Kurbelkreis versetzten Kreuzkopf der Dampfmaschine.

Verbundcompressor.

Für den Bedarf des Laboratoriums an Druckluft und für Studienzwecke beabsichtige ich noch zwei Compressorcylinder für Verbundbetrieb zu entwerfen und dieselben durch die Görlitzer Maschine oder durch Elektromotor antreiben zu lassen.

Ueber diese Compressoren werde ich seiner Zeit berichten.

Westinghouse-Dampfcompressor.

Derselbe dient zur Erzeugung der Druckluft, welche laufend in dem Laboratorium gebraucht wird, theils zum Füllen der Windkessel für die Pumpen etc., theils zum Betrieb der Mammuthpumpe u. s. w.

Der Compressor arbeitet entweder in die Druckhaube oder den Hauptdruckwindkessel der grossen Pumpe, oder in eine einzöllige Leitung, die durch das Maschinenlaboratorium gelegt ist, und die mit zahlreichen Anschlüssen versehen ist, so dass an irgend einer Stelle für den Windkessel einer Pumpe oder andere Zwecke Druckluft zur Verfügung steht.

Er vermag bei genügendem Dampfdruck, der ja im Maschinenlaboratorium beliebig vorhanden ist, Luft bis auf 12 kg/qcm zu comprimiren.

Die Construction ergibt sich aus Fig. 65 und ist die bekannte der Westinghouse-Compagnie, wie sie auf allen Locomotiven für Luftdruckbremsen üblich ist. Die Dimensionen ergeben sich aus der Figur, aus der auch die Anordnung der Steuerung des Dampfcylinders ersichtlich ist.

Der Compressor wird auch für Unterrichtszwecke mit herangezogen. Da er zum Indiciren nicht eingerichtet ist, kann die gelieferte Luftmenge deshalb nicht aus Diagrammen ermittelt werden, sondern dieselbe wird dadurch bestimmt, dass der Compressor in ein Luftreservoir arbeitet und das geförderte Luftvolumen aus der Anzahl der Hübe des Compressors und der Zunahme des Luftdrucks berechnet wird.

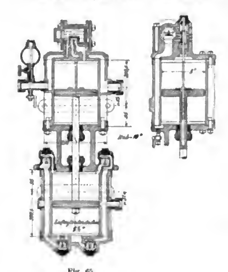


Fig. 65.

Centrifugalventilator.

Für Studien an Ventilatoren besitzt das Laboratorium einen von Gebrüder Sulzer, Winterthur, gebauten Centrifugalventilator, der bei einem äusseren Durchmesser des Schaufelrades von 750 mm und bei normal 1150 Umdrehungen ca. 70 cbm Luft pro Minute mit einer Pressung von 70 mm Wassersäule fördert. Am Rade sind vier Schaufeln angeordnet.

Der Ventilator wird durch einen direct gekuppelten Gleichstrommotor der S-Type der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft betrieben, der mit Anlasswiderstand für regulirbare Tourenzahl versehen ist.

Die Studirenden bestimmen bei verschiedenen Tourenzahlen die Luftpressung beim Austritt aus dem Ventilator mit Hülfe der Wassersäule und die geförderte Luftmenge entweder rechnerisch aus Luftgeschwindigkeiten und Rohrquerschnitt oder mittels des vorzüglichen Anemometers von Fuess in Steglitz bei Berlin.

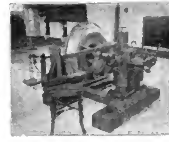


Fig. 66.

Der Kraftbedarf des Ventilators wird durch Ermittlung des Wattverbrauches des Elektromotors und durch nachfolgende Bremsung des Letzteren mittels des Prony'schen Zaums festgestellt.

Der Ventilator mit dem Motor und der aufgelegten Bremse ist in Fig. 66 dargestellt.

Druckluftmotoren.

Einen besonderen Druckluftmotor besitzt das Laboratorium nicht. Die Studien über Pressluftmotorenbetrieb werden vorläufig an der im Maschinenraum des Kesselhauses befindlichen kleinen achtpferdigen Betriebsdampfmaschine mit Meyersteuerung gemacht, die zu diesem Zweck an den Hauptdruckwindkessel des Laboratoriums durch eine Rohrleitung angeschlossen ist.

Nach Aufstellung des grossen Verbundcompressors wird zum Betrieb mit Druckluft eine im Laboratorium befindliche Dampfmaschine herangezogen, wobei der Ueberhitzer der Görlitzer Maschine als Vorwärmer dienen wird.

Vorläufig lassen sich an der keinen Maschine die Erscheinungen bei Expansion und Kaltluftbetrieb (Schneebildung) studiren. Ebenso lassen sich die Vortheile des Betriebs mit Expansion gegenüber Volldruckbetrieb und mit Vorwärmung der Luft durch Dampf nachweisen.

G. Die elektrischen Einrichtungen des Maschinenlaboratoriums.

Die Elektromotoren als Dynamometer.

Schon vor Einrichtung der elektrischen Beleuchtung hatte ich beschlossen, im Laboratorium eine ausgiebige Verwendung von Elektromotoren vorzusehen, theils weil ich der Ansicht bin, dass der Maschineningenieur heutzutage, auch wenn ihm eingehendere elektrotechnische Kenntnisse fehlen, doch mit den Eigenschaften der Elektromotoren vertraut sein muss, theils weil die Letzteren die geeigneten Antriebsmotoren für rasch laufende Maschinen sind, mit denen sie meistens direct gekuppelt werden können, so z. B. Centrifugalpumpen, Ventilatoren etc. Hierzu kommen nun in neuester Zeit die Bestrebungen, auch andere Maschinen rasch laufend zu bauen, so z. B. Pumpen, Compressoren, für welche der elektrische Antrieb ebenfalls ganz vorzüglich geeignet ist.

Die vortheilhaften Eigenschaften des elektrischen Antriebs kommen jedoch bei einem Laboratorium, das wie das beschriebene darauf eingerichtet ist, dass irgend welche Maschinen an irgend einer Stelle der Maschinenhalle in kürzester Zeit betriebsfertig aufgestellt werden können, besonders zur Geltung, da die Elektromotoren sehr geringe Ansprüche an die Fundamente stellen und es keinen einfacheren Anschluss als den mittels Kabel gibt.

Der Umstand, dass die elektrischen Maschinen von Studirenden des Maschinenbaus, die also specielle elektrotechnische Kenntnisse in der Regel nicht besitzen, bedient werden müssen, hat mich veranlasst, Gleichstrom zu wählen, obgleich ich für Motorbetrieb Drehstrom für unstreitig geeigneter halte. Jedoch ist die Berechnung des Arbeitsbedarfs der Drehstrommotoren wegen des $\cos \varphi$ Nichtelektrikern ohne Weiteres nicht leicht möglich, während bei den Gleichstrommaschinen durch die Ablesung von Spannung und Stromstärke die elektrische Leistung sofort bestimmt werden kann.

Nachdem durch die Entwicklung des Laboratoriums der von den Dynamos erzeugte Strom für die Beleuchtung der Hochschule nutzbar gemacht werden sollte, musste eine Accumulatorenbatterie von solcher Grösse beschafft werden, dass sie die Leistung einer grossen Dynamo F 800 von 400 Amp bei 240 Volt vollständig aufnehmen konnte, da ja beabsichtigt war, den während des Unterrichtsbetriebs der Maschinen gewonnenen Strom für Beleuchtung aufzuspeichern. Es wurde deshalb eine von der Hagener Accumulatorenfabrik gelieferte Batterie von 1000 Amp-Stunden mit 400 Amp maximaler Entladestromstärke aufgestellt. Die Zellen werden durch von Hand betriebene Zellenschalter bedient. Die Schalthebel, Nullausschalter, Nebenschlussregulatoren und Messinstrumente wurden auf einer grossen Vertheilungsschalttafel untergebracht, die bequem zugänglich zwischen den beiden grossen Dynamos an der Südseite aufgestellt wurde.

Das Schaltbrett ist mit den Präcisionsmessinstrumenten für die Dynamos versehen. Der Maschinenstrom kann nach Belieben auf das Netz für Beleuchtung der Hochschule, für die Ladung der Accumulatoren oder auf Motoren und Widerstände geschaltet werden.

Die Arbeitsspannung der Dynamos beträgt 220 bis 240 Volt. Für die Lichtvertheilung ist Dreileitersystem gewählt, während die Motoren auf die Aussenleiter geschaltet sind.

Bei Lichtbetrieb wird in der Regel mit einer Dynamo und der Batterie parallel gearbeitet. Da die A. E.-G.-Dynamos mit Spannungstheiler zur Abnahme des 0-Leiters versehen sind, genügt der Betrieb einer Lichtmaschine. Die elektrischen Anlagen im Laboratorium sind von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft geliefert, während die Lieferung der Kabel nach dem Hauptgebäude und die elektrischen Anlagen in dem letzteren der Firma Siemens & Halske übertragen war.

Die Zusatzspannung beim Laden der Accumulatoren wird durch Erhöhung der Tourenzahl der Dampfmaschinen bewirkt.

Ausser den beiden grossen Dynamos *F* 800 der Allgemeinen Elektricitätsgesellschaft von 400 Amp bei 220 Volt, besitzt das Laboratorium eine kleinere auch oft als Motor benutzte Dynamo *S G* 400, welche sich durch ihre vielseitige Verwendbarkeit auszeichnet. Sie kann durch Parallel- resp. Hintereinanderschaltung der Magnete für 110 resp. 220 Volt eingerichtet werden. Dies lässt an sich schon einen erheblichen Spielraum in der Tourenzahl zu, der noch bedeutend dadurch vergrössert wird, dass verschiedene Riemenscheiben und Kupplungen zum directen Antrieb für dieselbe vorhanden sind.

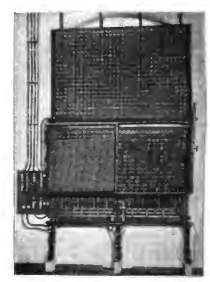


Fig. 67.

Die im Laboratorium benutzten Glühlampenwiderstände, ausreichend zur Aufnahme von 200 elektr. PS., sind denn auch dementsprechend eingerichtet, um auf 110 resp. 220 Volt geschaltet werden zu können. Sie sind in Fig. 67 dargestellt. Mittels Schalthebel kann die Belastung von 5 zu 5 PS. geändert werden.

Die weitere elektrische Ausrüstung wird vervollständigt durch verschiedene Elektromotoren der S-Type, welche zum grossen Theil von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft in dankenswerther Weise zum Herstellungspreis abgegeben worden sind. — Wenngleich die bequeme Montirung und der leichte Anschluss der Dynamos und Elektromotoren mittelst Kabel in erster Linie für mich bestimmend war, eine weitgehende Verwendung derselben im Laboratorium vorzusehen, so hatte ich dabei doch noch im Auge, dass dieselben ganz vorzügliche Dynamometer darstellen, resp. zu solchen gemacht werden können.

Es ist möglich, den Wirkungsgrad der Dynamomaschine durch Feststellung der Widerstände, insbesondere der elektrischen, welche ja fast lediglich in Betracht kommen, für verschiedene Belastungen sehr genau zu bestimmen. Andererseits lassen sich die Motoren durch Bremsung leicht als Dynamometer benutzen, welche jedem anderen Apparat dieser Art in Bezug auf Genauigkeit und Einfachheit der Handhabung überlegen sind.

Die Elektromotoren sind Arbeitsmesser, welche jederzeit von den Studirenden auf ihre Richtigkeit geprüft werden können. In der That besteht eine der ersten Aufgaben, welche die Studirenden im dritten Semester im Laboratorium zu lösen haben, darin, dass sie Elektro-

motoren mit Bremsen verschiedener Construction belasten und den Wirkungsgrad der Ersteren bei veränderten Belastungen und constanter Spannung bestimmen. Die gefundenen Werthe, in einer Curve zusammengestellt, gestatten jederzeit aus der Anzahl der in den Motor eingeleiteten Watt den Wirkungsgrad abzulesen.



Fig. 68.

Auf diese Weise lasse ich den **Kraftbedarf** von Centrifugalpumpen, Ventilatoren und allen Maschinen bestimmen, welche sich zum directen Antrieb durch Elektromotoren eignen.

Die **Effectverluste bei Riemen- und Seiltrieben** werden ähnlich festgestellt, ebenso die **Wirkungsgrade von Zahn- und Schneckentrieben**.

An Letzteren besitzt das Laboratorium ein Schneckenvorgelege zum Uebertragen von 6 PS. von der bekannten Berliner Special-Fabrik **Friedrich Stolzenberg** & Co. geschenkt, das in Fig. 68 mit dem dazu gehörigen Elektromotor dargestellt ist. Zu Versuchszwecken kann ein fünf- oder ein eingängiges Schneckenrad eingesetzt werden. Die Schnecke ist aus Werkzeugstahl hergestellt und der axiale Druck wird durch Kugellager aufgenommen. Das Schneckenrad ist aus bester Bronce geschnitten. Der Elektromotor ruht auf Schienen und kann durch eine Klinkvorrichtung mittels Schrauben zum Zwecke der Loskuppelung von der Schnecke verschoben werden.

Bei dieser Gelegenheit sei erwähnt, dass das Laboratorium auch ein **Transmissionsdynamometer** von **Fischinger**, gebaut von der A.-G. Elektricitätswerke O. L. Kummer & Co. in Dresden, besitzt. Dasselbe ist in Fig. 69 abgebildet.

Bei der dargestellten Anordnung wird das Dynamometer mittels Riemen von einem Elektromotor angetrieben, während die übertragene Arbeit zur Prüfung der Genauigkeit des Dynamometers mittels Bremse abgenommen wird.

Das Dynamometer ist in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure bereits beschrieben worden.



Fig. 69.

Die Bestimmung der Tourenzahl bei den rasch laufenden Maschinen lasse ich nur in den Fällen, wo annähernde Feststellung genügt, durch **Tachometer** vornehmen, sonst durch die bekannten Tourenzähler, welche mit einer Spitze in einen Körner der rotirenden Welle eingedrückt werden.

Bei Versuchen, bei denen es auf grosse Genauigkeit ankommt, lasse ich die Tourenzähler stets zwangläufig von der Welle mitnehmen. Die gewöhnlichen Hubzähler, welche von Schäffer & Budenberg, Dreyer, Rosenkranz & Droop etc. bezogen sind, können bis zu verhältnissmässig hohen Tourenzahlen, 350 pro Minute, verwendet werden.

II. Kraftübertragungen.

Die Erzeugung der Energie in den verschiedenen Formen, als Dampf, Druckluft, Druckwasser und Elektricität, ermöglicht es, im Laboratorium Kraftübertragungen mit diesen Mitteln auszuführen und dieselben in Bezug auf Wirkungsgrad und Wirthschaftlichkeit zu untersuchen.

Obgleich der Dampf für Kraftübertragungen in grösserem Maassstabe heutzutage kaum mehr in Frage kommt, wenigstens nicht, wo es sich um ausgedehnte Anlagen handelt, spielt er im Maschinenlaboratorium, wo geringe Entfernungen in Betracht kommen, und wegen der Einfachheit der Erzeugung dieser Energieform eine hervorragende Rolle.

Während bei dem Transport der Energie durch Dampf an die Verbrauchsstelle die Wirthschaftlichkeit der Uebertragung in erster Linie abhängig ist von der Höhe der Dampfspannung, der Dampfgeschwindigkeit in der Rohrleitung sowie von der Länge und Wärmeleitungsfähigkeit der letzteren, Werthe, welche wir im Maschinenlaboratorium immerhin in weiten Grenzen zu ändern vermögen, ist sie bei den anderen Kraftübertragungsarten im Laboratorium weniger von den Verhältnissen der Uebertragung, sondern mehr von dem Wirkungsgrad der die Energie erzeugenden Maschinen abhängig.

Obgleich durch Dampf die Kraft unmittelbar und einfacher übertragen werden kann als durch Wasser, Luft oder elektrischen Strom, so ist es doch sehr lehrreich, nachzuweisen, dass der Betrieb der vielen kleineren Arbeitsmaschinen im Laboratorium wirthschaftlicher durch den von vorzüglichen grossen Maschinen erzeugten elektrischen Strom bewirkt wird als durch eine Anzahl kleiner Dampfmotoren mit naturgemäss hohem Dampfverbrauch und grossen Condensationsverlusten.

Wenn das auch nicht in annähernd gleichem Maasse von der Druckluft gilt, so spielt dieselbe doch heutzutage in der Technik immer noch eine hervorragende Rolle. Obgleich sie für Kraftübertragungen in Städten ernstlich nicht mehr in Frage kommt, so bewährt sie sich noch immer im Bergbau, denn es gibt noch kein Kraftmittel, welches sich so vorzüglich zum Antrieb von Bohrmaschinen, Haspeln etc. eignet und welches den Zufälligkeiten des Bergbetriebes gegenüber so unempfindlich ist wie dieses.

Durch Verwendung eines Compressors mit zweistufiger Compression ohne Wassereinspritzung, aber mit Mantel- und Zwischenkühlung, werden die Studirenden in der Lage sein, auszumitteln, durch wieviel kg Dampf ein cbm Luft in der Stunde angesaugt und auf verschiedene Drücke gepresst werden kann. Ebenso werden sie den Verbrauch der mit Druckluft verschiedener Spannung und unter verschiedenen Verhältnissen betriebenen Motoren feststellen können.

Die Druckluft kann mit verschiedenen Geschwindigkeiten durch Leitungen geführt und in Luftmaschinen zum Arbeiten veranlasst werden, ohne Vorwärmung, mit und ohne Expansion, mit Vorwärmung durch Heizgase und auch durch Dampfeinspritzung.

Da nächst der Druckluft-Kraftübertragung für Berg- und Hüttenzwecke in neuerer Zeit unter gewissen Verhältnissen hydraulische Uebertragungen wieder angewendet werden, wie die mehrfachen Ausführungen von Schwarzkopff in Berlin und Haniel & Lueg in Düsseldorf im westfälischen und rheinischen Revier beweisen, so habe ich Werth darauf gelegt, auch dieses im Laboratorium auszuprobiren. Das Druckwasser erzeugt die Presspumpe; als Motoren haben wir vorläufig das Peltonrad und den Riedler-Wassermotor, deren Energiebedarf an Presswasser wir durch Messung der verbrauchten Wassermenge und des Druckes mit Leichtigkeit feststellen können, während der Wirkungsgrad der Uebertragung noch durch Bestimmung des Arbeitsbedarfs der Pumpe und die Wirthschaftlichkeit der Kraftübertragung durch Feststellung des Dampfverbrauchs der Dampfmaschine ermittelt werden kann. Turbinen sind in dem Laboratorium vorläufig nicht vorgesehen, da Aussicht vorhanden ist, dass eine besondere Versuchsanstalt für diese in nächster Nähe der Hochschule am Landwehrkanal gebaut wird, wo grosse Wassermengen und Gefälle vorhanden ist.

Hierzu kommt nun die neueste Kraftübertragungsart, die nicht nur für Städte die hervorragendste Bedeutung hat, sondern auch für Bergbetrieb und Fabriken wachsendes Interesse gewinnt, die elektrische Kraftübertragung.

Wenn nicht der Elektromotorbetrieb für manche Zwecke, wie z. B. für grössere Förder- und Reversirmaschinen, in Folge der Schwierigkeit des unabhängigen Anlassens der grösseren Motoren vorläufig ausgeschlossen wäre, so würden die Versuche mit hydraulischer Kraftcentralisirung und Uebertragung nicht mehr den Werth besitzen.

Bei den Versuchen mit der elektrischen Kraftübertragung muss nun allerdings auf Feststellung der Verluste in der Leitung verzichtet werden, da die im Laboratorium zur Verfügung stehenden Leitungslängen viel zu gering sind. Dagegen ist ohne Weiteres die Feststellung des Wirkungsgrades der Primärmaschine und des Motors möglich.

Besonders erleichtert und interessant wird der Vergleich zwischen diesen verschiedenen Kraftübertragungsarten dadurch, dass die antreibende Kraftmaschine nahezu in allen Fällen die gleiche ist. Wir können von der Görlitzer Maschine eine Dynamo, einen Compressor oder eine Pumpe antreiben lassen, eine Anordnung, wie sie für Vergleichsversuche nicht besser gedacht werden kann.

Es lassen sich mit den verschiedenen Kraftübertragungen selbstverständlich eine grosse Menge Versuche ausführen, welche auch bereits vorgesehen sind, zu deren Erledigung ich jedoch erst später schreiten kann.

Es dürfte unmöglich sein, die Versuche, die in dem Laboratorium bereits beim Bau in Aussicht genommen worden sind, vor den nächsten zwei bis drei Jahren zu Ende zu führen.

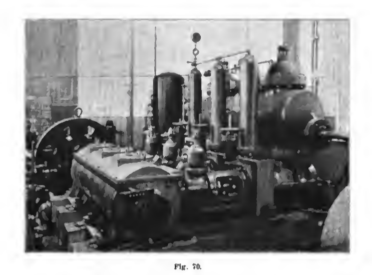


Fig. 70.

I. Hülfsmittel des Laboratoriums

zur Untersuchung fremder demselben zeitweise überlassener Maschinen.

Nachdem ich so im Grossen und Ganzen ein Bild von den Einrichtungen und Maschinen des Laboratoriums gegeben habe, möchte ich hervorheben, dass dieselben es ermöglichen, auch zeitweise dem Laboratorium zu Studien-, Versuchs- und Unterrichtszwecken überlassene Maschinen irgend welcher Art in demselben mit Leichtigkeit aufzustellen und zuverlässig auszuprobiren.

Da beim Parallelbetrieb der Kessel eine Dampfmenge von 4000 kg stündlich und 12 kg/qcm Spannung mit Leichtigkeit erzeugt werden kann, ist die Aufstellung selbst einer grossen, modernen Dampfmaschine bis zu 600 PS. möglich.

An elektrischer Energie können zeitweise durch Parallelschaltung der beiden Dynamomaschinen *F* 800 und der Batterie bis zu 1400 Amp. bei 220 Volt, also mehr als 400 Pferde an Kraft, abgegeben werden.

Damit ist man schon in der Lage, grosse Maschinen zwecks Untersuchung antreiben zu können.

Die Zufahrtseinrichtungen, der Laufkrahn, die Anordnung der Fundamente und der Rohrleitungen sind derart getroffen, dass fremde Maschinen sehr rasch betriebsfähig aufgestellt werden können.

Die in Form von Druckluft und Druckwasser zur Verfügung stehende Energiemenge ist zwar nicht so erheblich, sie wird aber auch in weitaus selteneren Fällen grösser benöthigt.

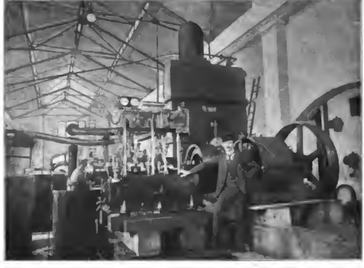


Fig. 71.

Trotzdem der Bau und die Einrichtungen des Maschinenlaboratoriums kaum vollendet sind, wurden doch theilweise während des Baues und unter schwierigen Verhältnissen schon eine erhebliche Anzahl Maschinen in demselben untersucht resp. neue Constructionen erprobt, so z. B.

eine **rasch laufende elektrisch betriebene Wasserhaltungsmaschine**, welche bei 200 minutlichen Umdrehungen 1 cbm auf 30 kg/qcm hebt. Die Anlage, wie sie im Maschinenlaboratorium aufgestellt war, ist in Fig. 70 dargestellt. Die Maschine ist einem 14tägigen Dauerbetrieb (Tag und Nacht) unterworfen worden,

eine **elektrisch betriebene Wasserhaltung** für min. 3 cbm auf 100 m, die bei den Versuchen durch die direct gekuppelte verticale Verbund-Dampfmaschine angetrieben wurde (s. Fig. 71 u. 72), ein kleinerer Dampfcompressor (s. Fig. 73), Schneckenvorgelege, Grissonvorgelege, rauchverzehrende Feuerungen verschiedener Construction, Dampfdichtungen für Rohrleitungen und Ventile etc.



Fig. 72.

Hierzu kommen in neuester Zeit **Versuche zur theilweisen Umsetzung der in den Auspuffproducten der Dampfmaschinen enthaltenen Wärme in Arbeit**, Versuche, die als **gelungen** bezeichnet werden können und deren **Bedeutung sich noch nicht absehen lässt**. Ueber diese letzteren Versuche, sowie über einige der oben genannten werde ich in dem nächsten Heft der »Mittheilungen« berichten.

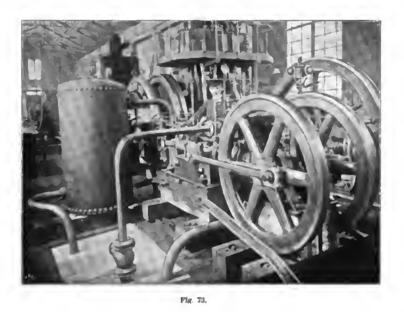


Fig. 73.

K. Laboratoriumsbetrieb.

Es dürfte interessiren, noch einige Angaben über den Betrieb und die Organisation des Laboratoriums zu erhalten.

Die Leitung des Unterrichts sowie der Betrieb des Laboratoriums, der elektrischen Beleuchtung und der sämmtlichen maschinellen Anlagen der Hochschule für Heizung und Lüftung unterstehen dem Verfasser.

Bei der engen Verbindung des Lichtbetriebs mit demjenigen des Laboratoriums liess sich diese Vereinigung, trotzdem sie eine starke Belastung für mich bedingt, nicht umgehen.

Personal.

Zur Entlastung für die Betriebsleitung, Instandhaltung der Maschinen, Verwaltung etc. ist mir in neuester Zeit ein Betriebsingenieur bewilligt worden.

Ausser diesem setzt sich das mir zur Verfügung stehende technische Personal für den laufenden Laboratoriumsbetrieb wie folgt zusammen:

A. Kesselbetrieb.

Für Betrieb und Instandhaltung der Heiz- und Hochdruckkessel

1 Oberheizer,

4 Heizer.

B. Maschinenbetrieb.

1 Obermaschinist.

1. Für Lüftungs- und Entwässerungsmaschinen
   2 Arbeiter.
2. Für die Laboratoriumsmaschinen
   3 Maschinisten,
   1 Schlosser.

C. Elektrische Beleuchtung.

1 Elektriker,

1 Mann zum Einsetzen der Kohlenstifte etc.

Die Gehälter und Löhne des Personals werden aus dem betreffenden Fond der Hochschule bezahlt.

Betriebskosten.

Für den gesammten Kessel- und Maschinenbetrieb stehen Kohlen, Gas und Leitungswasser nach Bedarf zur Verfügung und werden aus den allgemeinen Bedürfnissfonds der Hochschule bestritten.

Neubedarf, Oel, Putzmaterial etc. für die Heizungs- und Lüftungsmaschinen werden jedes Jahr auf Antrag bewilligt.

Für Beschaffung von Oel und Putzmaterial, Instandhaltung der Maschinen im Maschinenlaboratorium sowie für Neuanschaffungen zu Unterrichtszwecken stehen mir jährlich M. 10000 zur Verfügung.

Bei dem grossen Umfang, den der Unterrichtsbetrieb angenommen hat, dürfte jedoch diese Summe sowie das Personal auf die Dauer nicht ausreichen.

An Unterhaltungskosten für die elektrische Beleuchtung sind M. 2400 und für Beschaffung von Beleuchtungskohlen sind M. 2100 jährlich ausgesetzt.

Unterrichtsbetrieb des Laboratoriums.

Bei Aufstellung des Unterrichtsplanes für die Uebungen im Maschinenlaboratorium war der Grundsatz maassgebend, die Studirenden so frühzeitig wie möglich mit praktischer Thätigkeit vertraut zu machen. Der Unterricht beginnt daher schon im dritten Studiensemester mit einem halbjährigen Kursus, in welchem die Studierenden einfache Versuche vornehmen. Dadurch, dass dieselben so frühzeitig zu diesen praktischen Arbeiten herangezogen werden, soll einerseits das Anschauungs- und Dispositionsvermögen geweckt und dieselben zu selbstständigem Arbeiten angeleitet werden, so dass sie dem später fallenden Constructionsunterricht besser folgen können, andererseits soll damit zugleich eine Vorbereitung für den Hauptlaboratoriumsunterricht verknüpft sein, der im fünften und sechsten Semester möglichst im Anschluss an die Vorlesungen über den Bau von Dampfmaschinen, Pumpen, Gebläsen etc. abgehalten wird.

Bei dem Unterricht im Laboratorium verfolge ich den Grundsatz, die Studierenden möglichst selbständig arbeiten und die Versuche durch sie selbst ausführen zu lassen. Die

Uebungen finden daher lediglich in kleineren Gruppen von 5 bis 6 Personen statt. Die Aufgaben sind derart ausgewählt, dass jeder Theilnehmer während der Uebungen beschäftigt ist.

Die Hülfsmittel und die Grösse des Laboratoriums gestatten diese Art des Unterrichts, durch den meiner Ansicht nach wirklich das erreicht werden kann, was mit den Uebungen im Laboratorium bezweckt wird.

Das früher an den technischen Hochschulen nothgedrungen geübte System, bei dem eine Gruppe von 30 bis 40 Studirenden den Versuchen, die der Professor ausführt, zusieht, ist vollständig aufgegeben. Die Vorbereitung der Versuche geschieht grösstentheils auch von den Studirenden selbst, so z. B. das Aufsetzen der Indicatoren. Durch diese Art des Unterrichts wird, wie ich Grund habe zu glauben, das Interesse für die Uebungen in hohem Maasse angeregt.

Die Uebungen werden, wenn irgend möglich, in Form von zu lösenden Aufgaben abgehalten. Es wird von den Studirenden verlangt, dass die Lösung vorgelegt wird. Der Umfang dieser Aufgaben ist dabei so bemessen, dass das Ausrechnen unmittelbar bei den Versuchen neben den Maschinen erfolgen kann und die Studierenden mit langwierigen rechnerischen Arbeiten zu Hause nicht in Anspruch genommen werden. Es ist überhaupt bei dem ganzen Unterricht möglichst auf Concentrirung gesehen, da die Belastung der Studirenden durch Vorträge und andere Uebungen ohnehin schon erheblich ist.

Die in den Uebungen vorgenommenen Untersuchungen ergeben sich aus folgender Uebersicht.

Uebungen im Maschinenlaboratorium I.

(Drittes Semester, Halbjahrkurs, Winter- und Sommersemester.)

A. Untersuchungen von Maschinenelementen.

Prüfung von Flanschendichtungen und Packungen; Aichung von Manometern und Indicatorfedern; Untersuchung von Schneckengetrieben, Riemenübertragungen und Zahntrieben Dynamometer.

B. Einfache Untersuchungen von Motoren und kleineren Maschinen.

Auseinandernehmen und Wiederzusammensetzung derselben;

Bestimmung der effectiven Leistung von Elektromotoren und kleinen Dampfmaschinen durch Bremsen verschiedener Systeme;

Bestimmung der effectiven Leistung von kleineren Pumpen, Centrifugalpumpen, Ventilatoren, Peltonrad etc.

Handhabung von Tourenzählern, Tachoskopen, Tachometern, Anemometern und anderen Messinstrumenten.

Handhabung von Indicatoren und Hubreductoren verschiedener Systeme, Planimeter, sowie der elektrischen Messinstrumente.

Bestimmung der indicirten Leistung von elektrischen Maschinen, Pumpen und einfachen Dampfmaschinen.

Bestimmung des Wirkungsgrades der untersuchten Maschinen.

Uebungen im Maschinenlaboratorium II.

(Fünftes und sechstes Semester, Jahreskurs)

Die Uebungen schliessen sich so weit als möglich an die Vorlesungen über Dampfmaschinen und Arbeitsmaschinen an.

A. Dampfkessel.

Dampfkesselbetrieb. Wasserrohr- und Flammrohrkessel.

Studium der Vorgänge bei der Verbrennung. Analyse der Rauchgase. Feststellung des Heizwertes der Brennmaterialien. Zug- und Temperaturmessungen.

Speisevorrichtung; Bedienung derselben. Dampfpumpen. Injectoren.

Rauchverzehrende Feuerungen. Generatorgasfeuerung.

Verdampfungsversuche; Dampfleitung; Condensations- und Druckverluste in derselben. Compensationsvorrichtungen für Wärmeausdehnung. Ableitung des Condenswassers durch Condenstöpfe etc.

B. Dampfmaschinen.

Auseinandernehmen und Wiederzusammensetzen von Dampfmaschineneinzelheiten. Untersuchung verschiedener Steuerungen (Muschelschieber, Trick- und Kolbenschieber). Meyer- und Ridersteuerung, Ventilsteuerung (neue und alte Collmannsteuerung), Klug'sche Umsteuerung.

Untersuchung von Condensatoren und Luftpumpen, Einspritz- und Oberflächencondensatoren.

Dampfmaschinenbetrieb. Arbeiten an Ein-, Zwei-, Drei- und Viercylindermaschinen.

Dampfverbrauchsversuche an Ein- und Mehrcylindermaschinen mit Auspuff, mit Condensation, gesättigtem und überhitztem Dampf verschiedener Spannung bis 18 kg/qcm Ueberdruck.

Studium der Wärmevorgänge in Dampfmaschinen. Wärmebilanz. Einfluss von Mantel- und Aufnehmerheizung. Bestimmung der Dampffeuchtigkeit mittels Drosselcalorimeters. Regulirung der Dampfmaschinen. Geschwindigkeitsverhältnisse bei Belastungsänderungen.

C. Wasserförderungsmaschinen.

Pumpenbetrieb. Untersuchung einer Wasserwerkspumpe. Bestimmung der Leistung, des volumetrischen und mechanischen Wirkungsgrades bei verschiedenen Tourenzahlen. Veränderung der Saug- und Druckhöhe. Untersuchung verschiedener Ventile (selbstthätiger und gesteuerter). Ventilbewegung; Ventilerhebungsdiagramme.

Dieselben Untersuchungen für Presspumpen. Druckwindkessel.

Heberleitung mit Ejector zum Absaugen der Luft.

Mammuthpumpe. Centrifugalpumpe.

D. Druckwassermaschinen.

Hydraulischer Motor mit veränderlicher Füllung und Umsteuerung etc.; Peltonmotor.

E. Luftförderungsmaschinen.

Centrifugalventilator. Verbundcompressor mit und ohne Wassereinspritzung, mit und ohne Mantelkühlung; Kühlung im Zwischenreservoir.

Gebläse mit verschiedenen Ventilen und Steuerungsorganen. Westinghouse-Luftcompressor.

F. Druckluftmaschinen.

Betrieb mit kalter Luft, mit und ohne Expansion, mit Vorwärmung durch Heizgase und Dampfeinspritzung.

G. Kältemaschinen (in Vorbereitung).

Kälte-Erzeugung, Kältemaschinenbetrieb, Messung der Kälteleistung, wärmetechnische Versuche.

H. Kraftübertragungen.

a) Durch Dampf,
b) durch Druckwasser,
c) durch Druckluft,
d) durch elektrischen Strom.

Bestimmung des Wirkungsgrades, der Wirthschaftlichkeit der Kraftübertragungen unter verschiedenen Verhältnissen.

Ausser diesen von den Studirenden laufend durchgeführten Uebungen besteht für ältere Herren ein Cursus mit beschränkter Theilnehmerzahl zur Ausführung wissenschaftlicher Untersuchungen, Specialarbeiten etc.

Zur Unterstützung bei dem Unterricht stehen mir ein ständiger Assistent und mehrere Hülfsassistenten zur Verfügung, deren Anzahl sich nach der Zahl der Studirenden richtet.

Bei der grossen Zahl von Studirenden, die zeitweise im Laboratorium beschäftigt sind, musste für die Verhütung von Unfällen in weitgehendem Maasse Sorge getragen werden. Es sind deswegen die Maschinen mit Schutzvorrichtungen in jeder Weise ausgerüstet. Ganz besonders aber wird den Studirenden die grösste Vorsicht selbst zur Pflicht gemacht, und werden dieselben durch Anschläge in allen Theilen des Laboratoriums und durch persönliche Einwirkung beständig auf die Gefahren des Betriebes und die eigene Verantwortlichkeit bei Vernachlässigung der nöthigen Vorsicht aufmerksam gemacht. Erfreulicher Weise ist bis heute kein Unfall zu verzeichnen.

Bei dem umfangreichen Unterricht (im letzten Wintersemester nahmen mehr als 250 Studirende wöchentlich daran theil) ist eine richtige Disposition der Uebungen unerlässlich. Ich habe dies bis jetzt in der Weise vorgenommen, dass ich die Aufgaben und die einzelnen Gruppen mit Nummern versehen habe und für jede Woche einen Uebungsplan entsprechend den zu stellenden Aufgaben und den Anforderungen des Maschinenbetriebs des Laboratoriums feststelle. Die Einrichtung hat sich sehr gut bewährt.

Ein solcher Uebungsplan ist nachfolgend abgedruckt.

Maschinen-Laboratorium.

Uebungsplan

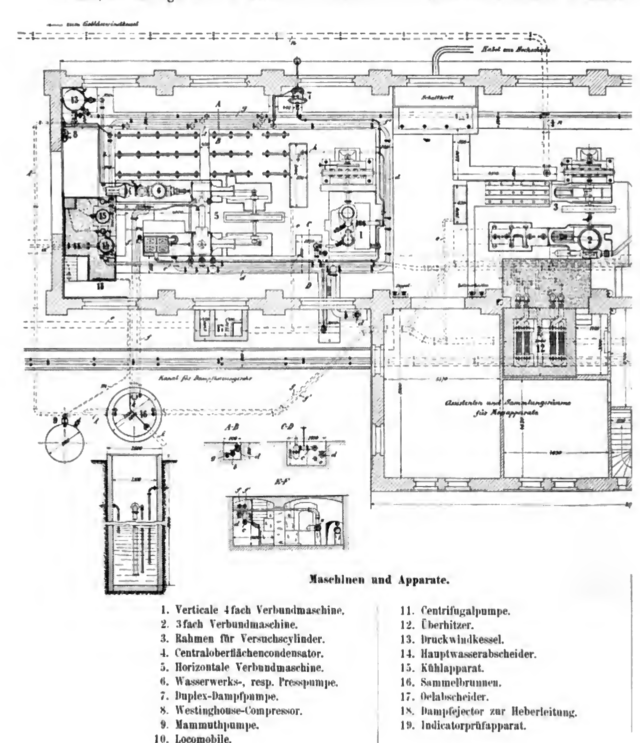
für die Woche vom 27. Februar bis 4. März 1899.

Uebungen I.

Gruppe Nr.	Zeit	Aufgabe Nr.	Uebungsraum	Masch. Nr.	Gruppe Nr.	Zeit	Aufgabe Nr.	Uebungsraum	Masch. Nr.
1	Dienst. 10	6	Masch.-R. im Kesselh.	17	16	Donst. 4½	13	Masch. im Gartenhaus	
2	» »	51	Laborat.	9	17	» »	17	Laborat.	D
3	» 3	7	»	12	18	Freit. 9	51	»	9
4	Mittw. 10	51	»	9	19	» 10	2	»	14
5	» »	9	»	C	20	» 2	51	»	9
6	» 3	11	Laborat.		21	» »	17	»	D
7	» »	3	Laborat.	15	22	Donst. 4½	5	Masch.-R. im Kesselh.	16
8	» 4	12	Laborat.						
9	» »	9	Laborat.	C					
10	Donst. 10	51	»	9					
11	» »	6	Masch.-R. im Kesselh.	17					
12	» 2½	8	»	—					
13	» »	9	Laborat.	C					
14	» »	17	»	D					
15	» »	51	»	9					

Uebungen II.

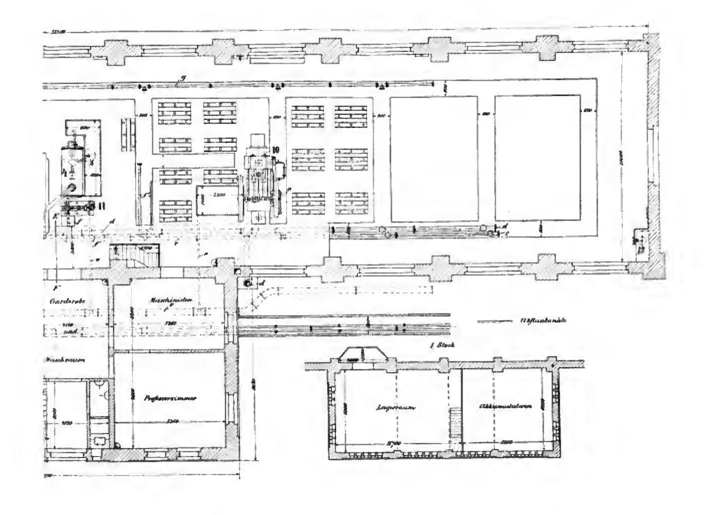
Gruppe Nr.	Zeit	Aufgabe Nr.	Uebungsraum	Masch. Nr.	Gruppe Nr.	Zeit	Aufgabe Nr.	Uebungsraum	Masch. Nr.
31	Dienst. 9	72	Laborat.	Loc.	41	Freit. 3	59	Laborat.	6
32	» »	72	»	»	42	» »	62	»	5
33	» »	55	Kesselhaus	—	43	» 9	53	Kesselhaus	—
34	» 10	61a	Laborat.	—	44	» »	72	Laborat.	Loc.
35	» 3	62	»	5	45	» »	72	»	»
36	Mittw. 10	71	»	Loc.	46	Donst. 2	58	»	5
37	» »	71	»	»					
38	» 3	60	»	6					
39	» »	54	Kesselhaus	—					
40	» »	55	»	—					



Maschinen und Apparate.

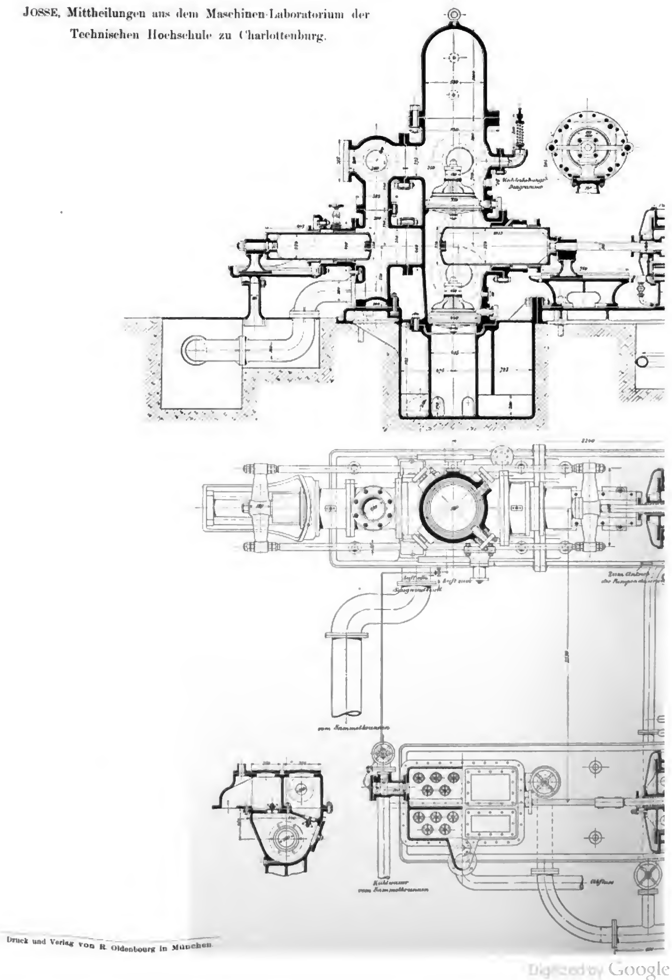
1. Verticale 4fach Verbundmaschine.
2. 3fach Verbundmaschine.
3. Rahmen für Versuchscylinder.
4. Centraloberflächencondensator.
5. Horizontale Verbundmaschine.
6. Wasserwerks-, resp. Presspumpe.
7. Duplex-Dampfpumpe.
8. Westinghouse-Compressor.
9. Mammuthpumpe.
10. Locomobile.
11. Centrifugalpumpe.
12. Überhitzer.
13. Druckwindkessel.
14. Hauptwasserabscheider.
15. Kühlapparat.
16. Sammelbrunnen.
17. Oelabscheider.
18. Dampfejector zur Heberleitung.
19. Indicatorprüfapparat.

Druck und Verlag von R. Oldenbourg in München



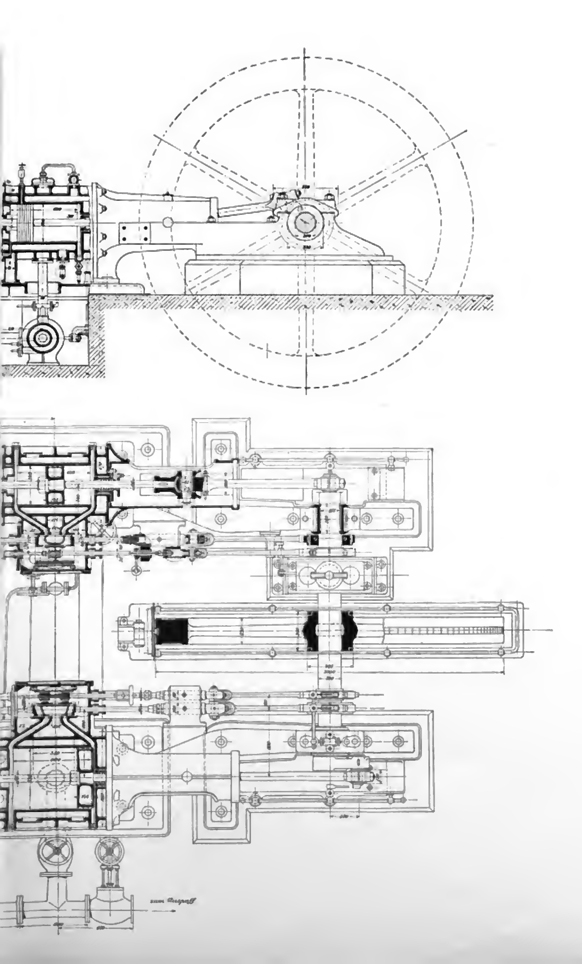
Rohrleitungen.

a) Hauptdampfleitung.
b) Frischdampfleitung (Südseite).
c) „ (Nordseite).
d) Auspuffleitungen.
e) Abwasserleitungen.
f) Saugleitungen.
f') Einspritzwasserleitung der Locomobile.
f'') Kühlwasserleitung für Condensator von Maschine 1.
g) Druckwasser- resp. Druckluftleitung.
h) Abflussleitung für das Condensat aus Oberflächen-Condensatoren.
i) Heberleitung.
k) Entlüftungsrohr der Heberleitung.
l) Rücklaufleitung der Maschine 6.
m) Druckluftleitung zur Mammuthpumpe.
n) Leitung zum Gebläsewindkessel.



JOSSE, Mittheilungen aus dem Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule zu Charlottenburg.
vom Sammelbrunnen
Kühlwasser vom Sammelbrunnen
Druck und Verlag von R. Oldenbourg in München.

Tafel II.
(Fig. 43. 44.)



MITTHEILUNGEN

AUS DEM

MASCHINEN-LABORATORIUM

DER

KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE

ZU

BERLIN.

II. HEFT

HERAUSGEGEBEN ZUR HUNDERTJAHRFEIER DER HOCHSCHULE

VON

PROFESSOR E. JOSSE

VORSTEHER DES MASCHINEN-LABORATORIUMS.

MIT 39 TEXTFIGUREN.



MÜNCHEN UND LEIPZIG.
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.
1899.

INHALT.

Versuche zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der Dampfmaschinen.

(Vorläufiger Bericht.)

Im Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin habe ich in den letzten Monaten Versuche vorgenommen zum Zwecke, die Wärmeausnutzung in den Dampfmaschinen zu erhöhen. Diese Versuche, die jetzt zu einem gewissen Abschluss gekommen sind, müssen als vollständig gelungen bezeichnet werden.

Bei einer Verbunddampfmaschine mit Condensation von ca. 40 PS. konnten 56% der indicirten Leistung dieser Maschine ohne Mehraufwand an Dampf hinzugewonnen werden.

Die Versuche haben ein reiches Material geliefert, das längere Zeit zur Bearbeitung bedarf. Ich theile deshalb im Folgenden vorläufig nur das Wesen der Sache und die Versuchsergebnisse mit.

Es ist bekannt, dass der thermische Wirkungsgrad der Dampfmaschinen gering ist, und dass dieselben in dieser Beziehung von anderen Wärmekraftmaschinen, z. B. der Gasmaschine, überholt worden sind.

Wenn trotzdem die Dampfmaschine immer noch ihre hervorragende Stellung als Kraftmaschine behauptet, so liegt das daran, dass die anderen Wärmekraftmaschinen nicht diese unbedingte Sicherheit und Anpassungsfähigkeit bieten, welche die Dampfmaschine in so hervorragendem Maasse als Betriebsmaschine für alle Zwecke und Leistungen geeignet erscheinen lassen.

Es hat nicht an Bestrebungen gefehlt, den thermischen Effekt der Dampfmaschinen zu verbessern. Obgleich man durch Erhöhung der Dampfspannung, Anwendung der Ueberhitzung und Verbesserung der Kesselanlagen in den letzten Jahren manches erreicht hat, so hat sich doch durch diese Verbesserungen die Wärmeausnutzung in den Dampfmaschinen nicht wesentlich verschoben.

Es dürfte deshalb die Mittheilung von Interesse sein, dass die oben erwähnten neueren Versuche Ergebnisse hatten, welche in dieser Beziehung einen wesentlichen Fortschritt darstellen.

Es ist bekannt, dass in den Ausstossproducten der Dampfmaschinen, im Abdampf bei Auspuffmaschinen oder im Kühlwasser des Condensators der grössere Theil der in dem Dampfkessel zur Erzeugung von Dampf entwickelten Wärme für die Arbeitsleistung nutzlos abgeführt werden muss.

Der Gedanke, einen Theil der Wärme dadurch in Arbeit umzusetzen, dass man diese Wärmemenge von verhältnissmässig niederer Temperatur des Wärmeträgers, die bei Verwendung des gewöhnlichen Arbeitsmittels (Wasserdampf) nicht mehr ausgenutzt werden kann, zum Theil durch andere Arbeitsmittel mit niedriger liegendem Siedepunkt (Kaltdämpfe) verwerthen könnte, ist schon längst ausgesprochen worden.

Vor mehreren Jahren jedoch ist diese Idee von den Herren Gottlieb Behrend und Zimmermann in der präciseren Form eines Patentes zum Ausdruck gebracht und durch allerdings damals nicht befriedigende Versuche verwirklicht worden.

Der Grundgedanke des Patentes besteht darin, die in den Auspuffproducten der Dampfmaschinen enthaltene Wärmemenge (bei Auspuffmaschinen der Abdampf von 100°, bei Condensationsmaschinen derselbe von 65 bis 70°, entsprechend dem Vacuum) zur Verdampfung einer bei niederer Temperatur siedenden Flüssigkeit zu verwenden und diese hierbei erzeugten, hochgespannten Dämpfe derselben in einem Arbeitscylinder unter Arbeitsleistung auf denjenigen Druck zu erniedrigen, welcher der Temperatur des Kühlwassers entspricht.

Mit anderen Worten, der Vorgang besteht darin, einerseits das Temperaturgefälle in Wasserdampfmaschinen von der Condensatorspannung (65 bis 70°) herab zur Kühlwassertemperatur (15 bis 20°), das bei Wasserdampf unmittelbar nicht ausnutzbar ist, durch andere geeignetere Dämpfe zu verwerthen, andererseits dabei auch die grosse Wärmemenge, die, ohne in Arbeit verwandelt zu werden, durch die Dampfmaschine hindurchgeht, theilweise in Arbeit umzusetzen.

Die Herren Behrend und Zimmermann haben diesen Gedanken, dessen Richtigkeit und Ausführbarkeit von vielen Seiten bestritten worden war, mit anerkennenswerther Zähigkeit verfolgt und vor einigen Jahren versucht, denselben aus der Theorie in die Praxis umzusetzen. Sie hatten in Verbindung mit einer Maschinenfabrik eine Versuchsmaschine gebaut und in Betrieb gebracht; die Versuche haben jedoch in Folge verschiedener Umstände nicht befriedigt und scheiterten an praktischen Schwierigkeiten.

Sie liessen jedoch die Sache noch nicht fallen und traten im vorigen Jahre an mich heran mit dem Ersuchen, die Richtigkeit und Ausführbarkeit ihrer Idee zu prüfen und eventuell Versuche vorzunehmen.

Die Durchrechnung der ganzen thermischen Vorgänge ergab ohne Weiteres die Möglichkeit, nach dem oben angedeuteten System einen Theil der Wärme aus den Auspuffproducten der Dampfmaschinen in Arbeit umsetzen zu können. Die Berechnungen waren jedoch mit Genauigkeit nicht durchzuführen, da bei der Expansion der Kaltdämpfe in der Kaltdampfmaschine, wie bei jeder Dampfmaschine, Condensationsverluste auftreten mussten, die sich nicht berechnen liessen, sondern nur annähernd zu schätzen waren. Immerhin ergaben die Rechnungen Resultate, welche zu einem Versuch ermunterten, und ich beschloss daher bei dem regen wissenschaftlichen und Unterrichtsinteresse, welches die Versuche boten, dieselben in dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule vorzunehmen.

Ich hatte dabei in Aussicht genommen, die in dem Heft I der »Mittheilungen« beschriebene horizontale Verbunddampfmaschine zu den Versuchen zu benutzen.

Unter Zugrundelegung des bekannten Dampfverbrauchs dieser Maschine und der vorsichtigen Annahme, dass in der Kaltdampfmaschine 50% des eingefüllten Dampfes durch Condensation verloren gehen werde, ergab die Rechnung, dass durch die neue Kaltdampfmaschine 40% der indicirten Leistung der Wasserdampfmaschine ohne neuen Wärmeaufwand hinzugewonnen werden konnten.

Auf ein von mir in dieser Richtung hin erstattetes Gutachten erklärte sich die Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft für Eisengiesserei und Maschinenfabrikation (vorm. J. C. Freund & Co.) bereit, eine Versuchsmaschine nach meinen Entwürfen auszuführen.

Die Versuchsanlage ist jetzt schon seit mehr als 3 Monaten im Maschinenlaboratorium in Betrieb, und die Versuche können nicht nur als gelungen bezeichnet werden, sondern die Resultate haben die von mir oben rechnerisch und vorsichtig schätzungsweise festgestellten Werthe bedeutend übertroffen.

Um keine Aenderungen an der vorhandenen Wasserdampfmaschine vornehmen zu müssen und um möglichst freien Spielraum in dem Betrieb der Kaltdampfmaschine zu haben, wurde die Letztere für diese Versuche als gesonderte Maschine mit eigenem Triebwerk gebaut und neben der Wasserdampfmaschine aufgestellt. Der Arbeitsvorgang ist dabei folgender:

Die Wasserdampfmaschine arbeitet wie gewöhnlich als Condensationsmaschine. Der Abdampf aus dem Niederdruckcylinder wird in einen Oberflächencondensator geführt und dort niedergeschlagen, jedoch nicht wie gewöhnlich durch Kühlwasser, sondern durch eine leicht verdampfende Flüssigkeit.

Solche Flüssigkeiten kennt der moderne Maschinenbau mehrere, und sie werden tagtäglich in der Eismaschinentechnik benutzt. Es sind dies in erster Linie Ammoniak und schweflige Säure; dazu kann man eventuell noch Azeton und Benzol nehmen und noch andere.

Es ist ganz gleichgültig vom theoretischen Standpunkt, welche von diesen Flüssigkeiten für den Versuch benutzt wird. Bei der Auswahl derselben kommen nur die physikalischen Eigenschaften und die Temperatur des Siedepunktes in erster Linie in Betracht. Ich entschied mich für schweflige Säure, weil dieselbe in jahrelangem Eismaschinenbetrieb erprobt war und dem Ammoniak gegenüber den Vortheil hatte, dass sie in den Cylindern ohne Schmierung arbeiten kann. Es ist ja bekannt, dass die Schwefligsäurecompressoren niemals mit Schmiermitteln bedient werden. Ausserdem liegen die, den zur Verfügung stehenden Temperaturen entsprechenden Drücke der schwefligen Säure günstig.

Die obere Temperaturgrenze der Schweflig-Säuredämpfe in dem Oberflächencondensator der Wasserdampfmaschine entspricht dem Vacuum von 0,8 bis 0,75 Atm. mit 70 bis 65° C. Die untere Temperaturgrenze entspricht der Kühlwassertemperatur.

Die Drücke der schwefligen Säure für diese Temperaturen ergeben sich aus folgender Tabelle:

Vacuumspannung		Obere Temperaturgrenze		Untere Temperaturgrenze	
kg/qcm abs.	rund in %	Temperaturen	Druck abs.	Temperatur des Kühlwassers	Druck abs.
0,159	94	55°	9,7	10°	2,338
0,204	80	60°	11,05	15°	2,813
0,254	75	65°	12,53	20°	3,347
0,317	68	70°	14,80	25°	3,970

Der als Oberflächencondensator für die Wasserdampfmaschine benutzte Röhrenapparat ist im Wesentlichen wie jeder Oberflächencondensator gebaut. In diesem Falle wurde um die Röhren herum der zu condensirende Wasserdampf und durch die Röhren das Kühlmittel, d. i. in unserem Falle flüssige schweflige Säure, geleitet. Diese flüssige schweflige Säure entzieht dem niederzuschlagenden Wasserdampf Wärme und wird dadurch selbst erwärmt und verdampft, so dass die Einwirkung auf den Wasserdampf genau der des gewöhnlichen Kühlwassers entspricht. Bei der in diesem Condensator herrschenden Temperatur (etwa 65 bis 70°) beträgt daher der Druck der schwefligen Säure-Dämpfe 10,05 bis 13,8 kg/qcm Ueberdruck. Diese Dämpfe können in einen gewöhnlichen Arbeitscylinder geleitet werden und dort unter Expansion Arbeit verrichten.

Die Auspuffspannung der Dämpfe aus diesem Arbeitscylinder ist abhängig von der Kühlwassertemperatur, welche zur Verfügung steht. Dieselbe beträgt im Mittel im Laboratorium (das Wasser wird aus Tiefbrunnen beschafft) ca. 15°, entsprechend einer Spannung der schwefligen Säure von 1,8 kg/qcm Ueberdruck.

Diese aus dem Arbeitscylinder entlassene dampfförmige schweflige Säure wird in einem zweiten Oberflächencondensator durch Kühlwasser niedergeschlagen und die Flüssigkeit durch eine Speisepumpe in den Oberflächencondensator der Wasserdampfmaschine, der also zugleich Verdampfer für die Kaltdampfmaschine ist, zurückbefördert.

Auf diese Weise macht die schweflige Säure in dem Kaltdampfsystem einen Kreisprocess, und die Maschine ist eine geschlossene Wäsmekraftmaschine.

Als Verdampfer und Condensator wurden bei den Versuchen im Laboratorium, um die Kosten derselben zu verringern, die von Herrn Behrend bei seinen früheren Versuchen benutzten Apparate, die ungefähr die benöthigte Grösse hatten, wieder verwendet.

Die übrigen Theile der Versuchsanlage mit allen Einzelheiten der schwefligen Säuremaschine und der Rohrleitung etc. wurden nach meinen Entwürfen durch die Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft, vorm. Freund, in vorzüglicher Weise ausgeführt. Die Versuchsanlage geht aus Fig. 1 hervor. Links sieht man die Cylinder der Wasserdampfmaschine, die durch eine Pumpe belastet wird. Dahinter der Verdampfer, rechts die SO_2-Maschine und dahinter der SO_2-Condensator.

Die Versuchsanlage ist speciell für die Versuche durchgearbeitet. Die Einzelheiten der SO_2-Maschine sind daraufhin durchconstruirt, dass eine zuverlässige Abdichtung der Kolbenstange, der Spindeln etc. erzielt wird, theils um Verluste des in der Maschine thätigen Arbeitsmittels zu vermeiden, theils um den lästigen Geruch hintenan zu halten. Dies ist vollständig



Fig. 1.

gelungen, und die Maschine hat tadellos entsprochen, es hat sich an derselben nicht die geringste Veranlassung zu Aenderungen herausgestellt. Trotzdem immerhin noch kleine Verbesserungen möglich sind, so kann der Betrieb der schwefligen Säure-Maschine doch vollständig geruchlos gemacht werden, so dass Schwierigkeiten in dieser Richtung nicht mehr zu erwarten sind.

Selbstverständlich wurden beim Entwurf, soweit überhaupt von Vorbildern die Rede sein konnte, die Erfahrungen, welche mit Schwefligsäure-Eismaschinen gemacht wurden, benutzt. Dieselben konnten jedoch nur in beschränktem Maasse herangezogen werden, da ja die SO_2 in den Eismaschinen nur mit ca. 2 kg/qcm Ueberdruck arbeitet, während hier bis 12 Atm. in Betracht kamen.

Da man bei dem Entwurf unmöglich wissen konnte, wie gross die Condensation der schwefligen Säuredämpfe in dem Kaltdampfcylinder sein würde, so habe ich die Cylinderabmessungen und die Einzelheiten der Kaltdampfmaschine so gewählt, dass die Tourenzahl dieser Maschine bis auf 125 gesteigert werden konnte. Man hatte dadurch die Möglichkeit, durch Verminderung der Tourenzahl sich nach Belieben an die eintretenden Verhältnisse anzuschliessen.

Da die Bauart des verwendeten alten Condensators sehr unvollkommen ist, so wurde bei den Versuchen nicht die volle Leistungsfähigkeit der Kaltdampfmaschine und der Wasserdampfmaschine ausgenutzt, sondern die Leistung derjenigen des Condensators möglichst angepasst, um normale Verhältnisse zu erzielen.

Versuchsergebnisse.

In Fig. 2 und 3 sind die bei einem Versuch genommenen Diagramme der Wasserdampfmaschine dargestellt, in Fig. 4 die entsprechenden Diagramme der Kaltdampfmaschine. Die Abmessungen der Wasserdampfmaschine (s. Mittheilungen I) betragen:

Hochdruckcylinder Durchm.	340 mm.
Niederdruckcylinder Durchm.	530 mm.
Kolben-Hub	500 mm.

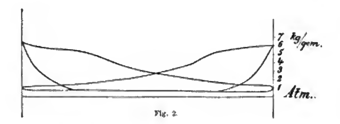


Fig. 2.

diejenigen des Kaltdampfcylinders

Cylinder Durchm.	200 mm.
Kolben-Hub	500 mm.

Die Tourenzahl bei dem den Diagrammen entsprechenden Versuch war bei der H_2O-Maschine 41,5 min. und bei der Kaltdampfmaschine 77 min.

Bei diesen Versuchen wurden, trotzdem immerhin noch einige Unvollkommenheiten in der Anlage vorhanden sind, durch die Kaltdampfmaschine 56% der indicirten Leistung der Wasserdampfmaschine mit demselben Wärmeaufwand, mit dem die Wasserdampfmaschine betrieben wird, hinzugewonnen.

Der Dampfverbrauch der Wasserdampfmaschine beträgt mit Condensation normal etwa 8,6 kg pro Ni und Stunde. Durch Hinzufügung der Kaltdampfmaschine wurde also mit dem-

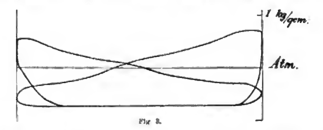


Fig. 3.

selben Dampfverbrauch die Leistung um 56% erhöht. Der Dampfverbrauch pro (in beiden Maschinen geleistete) indicirte Pferdestärke und Stunde ging dabei herunter auf 5,5 kg.

Es ist das ein sehr bemerkenswerthes Ergebniss, das, wie ich schon erwähnte, noch einiger Verbesserungen fähig ist, so z. B. waren die Druckverluste zwischen Eintrittsspannung im Diagramm und Spannung im Verdampfer erheblich, ebenso zwischen

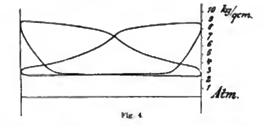


Fig. 4.

Austrittsspannung im Diagramm und der Spannung im Condensator, was auf die Unvollkommenheiten und engen Rohrquerschnitte der bereits vorhandenen alten Oberflächenapparate zurückzuführen ist.

Selbstverständlich ist die mit der Kaltdampfmaschine, Patent Behrend-Zimmermann, zu erzielende zusätzliche Leistung um so grösser, je grösser der Dampfverbrauch der Wasserdampfmaschine ist. Bei einer schlechten Wasserdampfmaschine mit hohem Dampfverbrauch wird durch Anschluss der Kaltdampfmaschine daher der Procentsatz der zu gewinnenden Arbeit grösser sein als bei einer guten Wasserdampfmaschine mit geringerem Dampfverbrauch.

Zahlreiche Versuche mit der Kaltdampfmaschine, welche seit Wochen vorgenommen wurden, ergaben, dass etwa pro 15 kg Wasserdampf, der durch die Wasserdampfmaschine hindurchgeht, in der Kaltdampfmaschine eine indicirte Pferdestärke geleistet werden kann.

Diese Versuchsresultate sind im Laboratorium mit einer verhältnissmässig sehr kleinen Maschine erzielt worden, und es ist ausser allem Zweifel, dass nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen dieselben bei grösseren Maschinen noch günstiger ausfallen werden.

Bei dem in den letzten Wochen durchgeführten Betrieb der Maschine haben sich Schwierigkeiten irgend welcher Art nicht herausgestellt. Die Beförderung der flüssigen SO_2 aus dem Condensator nach dem Verdampfer gelang erst nach längeren Versuchen. Dieselbe geht jetzt anstandslos vor sich.

Es ist selbstverständlich, dass bei der Kaltdampfmaschine auf die Dichtung der Stopfbüchsen besonderer Werth gelegt werden muss, sowohl um Verluste an der Arbeit zu vermeiden, als auch namentlich um den Geruch hintenan zu halten. Diese Frage ist praktisch vollständig als gelöst zu betrachten.

Die Bedienung der Maschine ist ausserordentlich einfach, indem der Kaltdampf-Arbeitscylinder absolut keiner Wartung bedarf. Derselbe arbeitet vollständig ohne Schmierung, da es ja bekanntlich ein Hauptvortheil der schwefligen Säure ist, dass Schmierung dabei unnöthig ist; das haben die Versuche auch vollständig bestätigt.

Die Ergebnisse der Versuche und des Betriebes berechtigen vollständig zu dem Urtheil, das Behrend'sche System zur Verbesserung der Dampfmaschinen für practische Ausführungen in Aussicht zu nehmen.

Einen erschöpfenden Bericht über die Constructionseinzelheiten und die Versuche behalte ich mir vor.

Practische Anwendungen.

Ich gestatte mir, hieran einige Betrachtungen anzuschliessen, wie die technische Ausführung dieses neuen Systems bewerkstelligt werden kann.

Wie schon oben erwähnt, wird etwa pro 15 kg Wasserdampf, der arbeitsleistend durch eine Condensationsdampfmaschine hindurchgeht, eine indicirte Pferdestärke gewonnen. Stellt man sich daher eine grosse Kraftcentrale vor mit ca. 3000 PS. und nimmt man den Dampfverbrauch dieser Maschinen zu 7,5 kg pro indicirte Pferdestärke an, so wird durch Hinzufügung der Kaltdampfmaschine mit demselben Aufwand an Kohlen pro 7,5 kg Dampf ½ PS., **das sind 1500 PS. insgesammt gewonnen.**

Setzt man selbst beste grosse Dampfmaschinen voraus, deren Dampfverbrauch heutzutage pro indicirte Pferdestunde 5 kg immer noch überschreitet, so würden doch noch 1000 PS. ohne Mehraufwand an Kohlen gewonnen werden. Bei Dampfmaschinen mit hohem Dampfverbrauch ist der Gewinn noch grösser.

In Berg- und Hüttendistricten gibt es eine ganze Menge von Dampfmaschinen, welche theils mit Auspuff, theils mit Condensation arbeiten, die mehr als 10 kg Dampf verbrauchen. In diesem Falle würden durch die Kaltdampfmaschine bei einer 3000pferd. Anlage **2000 PS. gewonnen werden.**

Was die Verbindung dieser Kaltdampfmaschine mit der Wasserdampfmaschine anbelangt, so lassen sich dabei zwei Lösungen denken:

Die erste Lösung besteht darin, dass die Kaltdampfmaschine als Centralcondensation an vorhandene Dampfmaschinen angeschlossen wird. Diese Lösung hat den grossen

Vortheil, dass an der vorhandenen Dampfmaschine absolut nichts geändert zu werden braucht, sondern, dass nach Aufstellung eines Verdampfers und Condensators mit Kaltdampfmaschine je nach dem Dampfverbrauch der Wasserdampfmaschine mit demselben Wärmeaufwand $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ der vorhandenen Kraft hinzugewonnen werden kann.

Auf den Gruben in Westfalen und im Ruhrbezirk, wo man jetzt überall unter Benutzung von Rückkühlanlagen Centralcondensationen anlegt, würde der Arbeitsgewinn ganz hervorragend sein.

Die zweite Lösung besteht darin, Dampfmaschinen, combinirt mit dem Kaltdampfcylinder, einheitlich als Ganzes zu bauen. Nimmt man für eine solche Maschine von etwa 3000 indic. PS. einen Wasserdampfverbrauch von 5 kg an, so lässt sich heute schon mit Sicherheit voraussetzen, dass dieser Dampfverbrauch durch Hinzufügung des Kaltdampfcylinders auf 3,75 kg pro Ni und Stunde reducirt werden wird. Ich bemerke hierzu, dass dieser geringe Dampfverbrauch sich rechnerisch auf Grund der Versuche mit der vorhandenen kleinen, immerhin noch verbesserungsfähigen Maschine ergeben hat, und dass derselbe späterhin noch unterschritten werden dürfte.

Ein weiteres Feld zur Verwendung der Kaltdampfmaschinen Behrend-Zimmermann bietet sich in der Ausnutzung von warmen Abwässern und Heizgasen. Genügt doch schon eine Temperatur von 60—70° dieser Abproducte, um bei grossen Mengen derselben grosse Arbeitsleistungen kostenlos zu erzielen. Die Benutzung derselben Kaltdämpfe für Antriebsmaschinen, welche die Eismaschinen als Arbeitsflüssigkeit verwenden, legt den Gedanken nahe, Motor und Arbeitsmaschinen zu combiniren und beide mit dem gleichen Mittel zu betreiben. Daraus ergeben sich wesentliche Vereinfachungen der Eismaschinen. Constructionen in dieser Beziehung sind schon im Entwurf.

Aus diesen kurzen Mittheilungen dürfte hervorgehen, dass die Dampfmaschine durch das Behrend'sche System einen erheblichen Schritt vorwärts gethan hat, und ich kann nur die Männer bewundern, die trotz vieler Mäkeleien, Enttäuschungen und Schwierigkeiten beinahe 10 Jahre lang mit grossen Opfern ihre Sache verfolgt haben und ich freue mich, dass es doch noch gelungen ist, dieselbe in praktische Gestalt zu kleiden.

Versuche mit rasch laufenden Pumpen.

Zur Feststellung der Betriebsverhältnisse einer neuen Construction raschlaufender Pumpen wurde mir durch Herrn Geh. Reg.-Rath Professor Riedler zwecks Erprobung im Maschinenlaboratorium übergeben:

1. Im März 1898: eine Vorrichtung zur Untersuchung der Bewegung von Ventilen neuer Bauart;
2. im Juni 1898: eine dreicylindrige raschlaufende Hochdruckpumpe für das Herzoglich Anhaltische Salzwerk Leopoldshall für elektromotorischen Antrieb;
3. im Februar 1899: eine grosse eincylindrige raschlaufende Pumpe für die Mansfelder Gewerkschaft für unmittelbaren Antrieb durch eine Dampfmaschine.

Durch die Versuche sollte insbesondere ermittelt werden:

Das Verhalten der Wassermassen, der Pumpenventile und des Triebwerks bei normaler und gesteigerter Geschwindigkeit und bei verschiedenen Saughöhen.

Das Verhalten der Kolben- und Ventildichtungen sowie der Betriebsausrüstungen.

Zu allen einzelnen Punkten war die Ursache etwaiger Mängel festzustellen.

Als normale Betriebsgeschwindigkeiten waren angenommen: für die Versuchsvorrichtung 150 Umdrehungen minutlich ohne nennenswerthe Steigerungsfähigkeit, für die Hochdruckpumpe Leopoldshall: 200 Umdrehungen minutlich mit Steigerungsfähigkeit bis auf etwa 300 Umdrehungen minutlich und mehr, für die Druckpumpe Mansfeld: 125 Umdrehungen minutlich mit Steigerungsfähigkeit bis auf etwa 250 Umdrehungen minutlich.

Es war vereinbart, die Geschwindigkeit ohne Rücksicht auf etwaige Brüche oder Beschädigungen der Versuchspumpen und ihrer Theile auf das höchste, überhaupt erreichbare Maass zu steigern, soweit die Betriebsvorrichtungen des Laboratoriums und die Betriebssicherheit in demselben es gestatten.

1. Erprobung der Versuchsvorrichtung.

Die Versuchsvorrichtung bestand aus einem horizontalen Tauchkolben mit Stopfbüchse, hinter der concentrisch um den Plunger ein ringförmiges Saugventil ausgeführt war, das durch den Kolben in seiner Todtlage am Ende des Saughubs durch Zwischenschaltung einer Stahl. feder geschlossen wurde. Als Druckventil waren gewöhnliche federbelastete Ringe ausgeführt. Ventile und Tauchkolben waren in einem aus Holz gezimmerten und versteiften Pumpenkasten eingebaut. Der ganze Apparat wurde, da das Ergebniss eines Vorversuches für die Construction auszuführender Pumpen rasch vorliegen sollte, in einer Woche hergestellt und roh zusammengefügt. Der Zweck des Vorversuches war nur der, die Bewegung der Wasser- und Ventilmassen bei minutlich 150 Umdrehungen zu studiren. Die Ventilquerschnitte und der Hub waren den Betriebsverhältnissen der unter 3. erwähnten Mansfelder Pumpe angepasst.

Der Versuchskolben mit 350 mm Hub konnte an die verlängerte Kolbenstange einer vorhandenen kleinen Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt werden. Diese Dampfmaschine konnte zur Noth bis auf 200 Umdrehungen minutlich gesteigert werden.

Im Pumpenkasten waren Schaulöcher und Glühlampen angebracht, um die Wasser- und Ventilbewegung unmittelbar beobachten zu können, was aber nur in beschränktem Maasse gelang, da das Wasser nach kurzer Betriebszeit in Folge der raschen Bewegung und durch nicht zu vermeidende Verunreinigungen bei der unvollkommenen Ausführung undurchsichtig wurde.

Der Vorversuch erfüllte aber seinen Zweck: es konnte festgestellt werden, dass die Bewegung der bei der hohen Tourenzahl abwechselnd stark zu beschleunigenden Massen des Wassers sowie der Ventile in der berechneten Weise erfolgte und dass der Zwangsschluss des Saugventils vom Kolben anstandslos bewirkt wurde. Die Beobachtungen konnten bis auf minutlich 200 Doppelhübe ausgedehnt werden. Ueberschreitung dieser Geschwindigkeit war wegen der schwachen Antriebsdampfmaschine und wegen des mangelhaften Baues des Versuchskastens nicht möglich.

2. Erprobung der Versuchspumpe Leopoldshall.

Die zu erprobende dreikurbelige Hochdruckpumpe war die erste der drei elektrisch betriebenen Wasserhaltungspumpen, die für Schacht III des Herzoglich Anhaltischen Salzwerks in Leopoldshall bestimmt waren. Diese erste Pumpe nach dem Entwurf der Herren Prof. Riedler und Stumpf wurde von der Stettiner Maschinenbau-Actiengesellschaft Vulcan in kürzester Zeit gebaut, so dass sie 2 Monate für Versuche im Laboratorium zur Verfügung stand, um die Versuchsergebnisse für die zwei weiteren noch in Ausführung begriffenen Pumpen verwerthen zu können.

Die Bauart der Pumpe ist aus Fig. 5 und 6 ersichtlich. Der Elektromotor treibt die mit seiner Welle starr gekuppelte dreifach gekröpfte Pumpenwelle (Kurbelversetzung 120°). Das Triebwerk ist in einen geschlossenen Oeltrog eingebaut.

Der Kreuzkopf läuft in einer ausgebohrten Rundführung und wirkt in dieser beim Druckhub als Luftpufferkolben derart, dass gegen Ende des Druckhubs die Luft im Puffercylinder verdichtet wird und die bewegten Gestängemassen verzögert werden, während beim darauf-

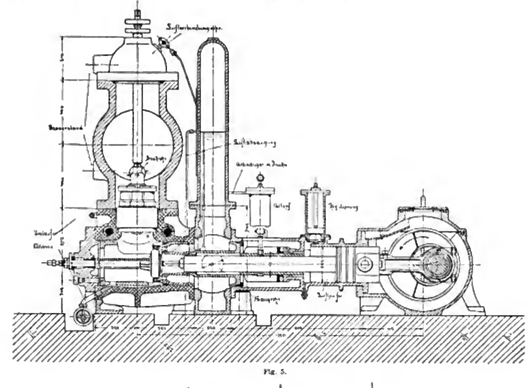


Fig. 5.

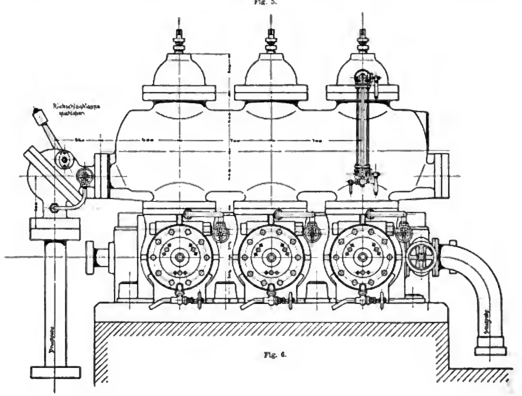


Fig. 6.

folgenden Saughub die Ausdehnung der Luft aus dem schädlichen Raum die Beschleunigung der Gestängemassen übernimmt. Dadurch wird zugleich einseitiger Druck im ganzen Triebwerk hervorgerufen. Die Wirkung des Luftpuffers, die Verdichtungsspannung, konnte durch Veränderung des schädlichen Raumes durch einen mittels Handrads verschiebbaren Kolben in einem aufrecht stehenden Luftcylinder nach Belieben geregelt werden; bei offenem Luftcylinder konnte auch ohne Compressionsdruck auf den Pumpenkolben gearbeitet werden.

Der Saugwindkessel befindet sich zwischen Pumpenkörper und Geradführung und ist so angebracht, dass der Saugwasserspiegel höher liegt als das Saugventil, so dass beim Beginn jedes Saughubs das bereits hochgesaugte Wasser unter statischer Druckhöhe in die Pumpe einströmen kann.

Das Saugventil ist concentrisch um den Pumpenkolben herumgelegt, daher senkrecht hängend. In der Mitte befindet sich der Pumpenkolben und seine Stopfbüchsendichtung. Der Pumpenkolben trägt an seinem Ende einen Steuerkopf mit Gummifeder, welche vor Ende jedes Saughubs zunächst das geöffnete Ventil berührt, es bei einer Zusammendrückung der Feder entsprechend den Widerständen, mitnimmt und seinem Sitz nähert, bezw. es auf den Ventilsitz drückt. Die Steuerung konnte durch eine Stellstange beliebig ausser Thätigkeit gesetzt oder auf beliebige Zusammendrückung der Steuerungsfeder eingestellt werden.

Die Druckventile der Pumpen waren federbelastete Gruppenventile, die durch Regulirung der Belastung für rechtzeitigen Schluss bei hohen Geschwindigkeiten eingestellt werden konnten.

Ueber den drei Pumpenkörpern war ein wagrecht liegender gemeinsamer Windkessel aufgebaut, von dem das Druckrohr abzweigte.

Die normale Geschwindigkeit, mit welcher die Pumpe im Wasserhaltungsbetriebe elektrisch zu betreiben ist, soll 200 Umdrehungen minutlich betragen. Durch die vorhandenen Laboratoriumseinrichtungen: einen 100pferdigen Gleichstrommotor mit Widerständen in Verbindung mit der grossen Vierfach-Verbunddampfdynamo, die beliebig zwischen 50 und 200 Umdrehungen minutlich eingestellt werden kann und deren Leistung über das erforderliche Maass hinaus steigerbar war, konnten für die Versuche sowohl grosse Geschwindigkeits- wie Kraftänderungen erzielt werden.

Der praktische Betriebsdruck der Pumpe soll 35 Atm. betragen. Dieser konnte durch die Laboratoriumseinrichtungen nicht hergestellt werden. Der Windkessel über den Pumpen war für einen nur durch Drosselung hergestellten Widerstand von 35 Atm. für den Versuchszweck zu klein, und der grosse Laboratoriumswindkessel liess nur 20 Atm. zu. Es wurden deshalb die Versuche auf 20 Atm. Betriebsdruck beschränkt.

Fig. 7 zeigt den Aufbau der Pumpe im Laboratorium auf einem kräftigen Holzrahmen. Die Aufstellung erfolgte wie für den betriebsfertigen Zustand in der Grube und hat sich auch beim gesteigerten Betrieb als vollständig ausreichend erwiesen. Die Verbindung mit dem vorhandenen Laboratoriumswindkessel wurde durch ein Druckrohr hergestellt und hinter dem Windkessel der in Heft I der »Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium« beschriebene mehrstufig wirkende Drosselapparat eingeschaltet, durch den der Betriebsdruck erzeugt werden konnte.

Im praktischen Betriebe soll das Wasser der Pumpe unter 2 m Ueberdruck zufliessen. Es wurde deshalb, um auch während der Versuche diesen Betriebszustand herzustellen, neben der Pumpe ein Behälter von mehreren Cubikmetern Inhalt aufgestellt, dessen Sohle 2 m höher lag als die Versuchspumpe, und diesem Behälter das Wasser nach Durchgang durch den Drosselapparat wieder zugeführt, so dass es beim Betriebe der Pumpe einen Kreislauf machte. Um zu starke Erwärmung des Wassers durch die Drosselung bei längerem Betriebe zu verhüten, wurde von Zeit zu Zeit aus der Wasserleitung kaltes Wasser zugesetzt.

Ausserdem wurde eine unmittelbare Saugleitung von der Versuchspumpe zum Sammelbrunnen des Laboratoriums hergestellt, so dass die Pumpe auch mit beliebiger Saughöhe erprobt werden konnte.

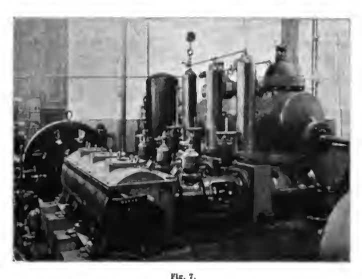


Fig. 7.

Zur Füllung der Windkessel wurde die Westinghouse-Compressionspumpe des Laboratoriums benutzt. Bei der Ingangsetzung der Pumpen diente zum Luftabsaugen aus dem Saugrohr und den Pumpenräumen ein Dampfejector.

Die Versuchspumpe wurde Anfang Juli in Betrieb gesetzt, nach einigen Tagen Leerlauf mit Belastung betrieben und die verschiedenen Einstellungen der Saugventilsteuerung erprobt.

Der Gang der Pumpe, bei niedriger und bei gesteigerter Geschwindigkeit bis 200 Umdrehungen minutlich, war ein tadelloser. Mehrere Nebentheile: Ueberströmungsventil, Schmiervorrichtung und Dichtungen stellten sich als abänderungsbedürftig heraus. Unbequem war es, dass bei der ursprünglichen Anordnung der Stopfbüchse, Fig. 5, die Plunger während des Ganges nicht beobachtet werden konnten. Diese Stopfbüchsenanordnung hat zwar den Vortheil, dass nur eine bewegliche (Reibung erzeugende) Dichtung vorhanden ist, während die zweite eine unbewegliche Dichtung ist, aber es schien doch zweckmässig, insbesondere für die Betriebszwecke, die Plungerflächen sichtbar zu haben. Es wurde deshalb die gemeinsam für Pumpe und Luftpuffer dienende Stopfbüchse durch Verkürzung der Brille und Einschaltung eines neuen Stopfbüchseneinsatzes für den Luftpuffer abgeändert. Veranlassung zu dieser Abände-

rung war auch die Befürchtung, dass bei Undichtheiten der Pumpenstopfbüchse Wasser in den Luftpuffercylinder gelangen könnte.

Die Schmierung der Stopfbüchse wurde so angeordnet, dass das Fett in einen in der Packung befindlichen Metallring eingepresst wird. Die ursprünglich versuchte selbstthätige Schmierung durch Luftdruck aus dem Windkessel hat sich nicht bewährt, der Luftüberdruck ist nicht ausreichend, das Fett zuverlässig in den Dichtungsraum zu pressen.

Diese Aenderungen wurden ausgeführt, und die Versuche am 11. August wieder aufgenommen, und zwar zunächst bei einem Ueberdruck des zufliessenden Wassers von 2 m, dann mit zunehmender Saughöhe bis 6 m, und bei Geschwindigkeiten von zunächst 100 bis 200 Umdrehungen minutlich, dann gesteigert bis auf 350 Umdrehungen minutlich, durchgeführt. Ueber 350 Umdrehungen minutlich konnte nicht hinausgegangen werden, weil die elektrischen Betriebsvorrichtungen nicht ausreichten.

Bei den Versuchen waren in einer Pumpe Metallventile, in der zweiten Ventile mit Lederstulpdichtung, in der dritten Ventile mit Holzdichtung eingebaut.

Nach Erprobung aller für die Beurtheilung der Pumpenwirkung maassgebenden Verhältnisse wurde während 2 Wochen ein Dauerbetrieb Tag und Nacht hindurch mit 180—200 Umdrehungen minutlich und 12 Atm. Wasserdruck durchgeführt, um die Haltbarkeit der Dichtungen u. s. w. beurtheilen zu können, und zwar eine Woche mit 2 m negativer und eine Woche mit 2,5 m positiver Saughöhe. Auch hierbei hat die Pumpe tadellos entsprochen. Die Durchführung dieses Dauerbetriebes ergab für das Laboratorium sowohl wie für die Aufrechterhaltung der Betriebsverhältnisse genau wie in einem praktischen Betriebe keine Schwierigkeiten. —

In den folgenden Versuchsergebnissen sind Betriebsgeschwindigkeiten von ungefähr 200 Umdrehungen minutlich zu verstehen, wo nicht ausdrücklich andere Geschwindigkeiten angegeben sind.

Zulässige Saughöhe.

Der Gang der Pumpe war bei 2 m Ueberdruck des zufliessenden Wassers ein ebenso guter wie beim Ansaugen des Wassers aus dem Brunnen bis zur Saughöhe von 3,5 m. Darüber hinaus war die Füllung der Pumpe nicht mehr ganz vollständig, weil die Saugrohrquerschnitte und der Saugwindkessel sowie die Wasserwege bis zur Pumpe für den thatsächlichen Betrieb mit 2 m Ueberdruck bemessen waren. Bei 200 Umdrehungen minutlich und 3,5 m Saughöhe wurden 97% volumetrischer Wirkungsgrad festgestellt.

Der Betrieb mit 300 Umdrehungen minutlich und 2 m Saughöhe ergab noch einen volumetrischen Wirkungsgrad von 96%.

Bei 200 Umdrehungen minutlich und einer Saughöhe bis 4,5 m wurde noch ganz ruhiger Gang der Pumpe erzielt. Aber die Pumpe füllte sich nach Ausweis der Diagramme unvollständig mit Wasser; die Hartgummi- und Holzventile liefen auch bei nicht ganz gefüllter Pumpe geräuschlos, die Metallventile hingegen härter.

Bei mehr als 4,5 m Saughöhe und 200 Umdrehungen minutlich trat Schlagen, namentlich der Metallventile, ein.

Bei minutlich 300 Umdrehungen wurde eine Saughöhe von 4 m bei zwar ruhigem Gang, aber bei nicht mehr ganz gefüllter Pumpe erreicht. Auch bei 6 m Saughöhe und minutlich 200 Umdrehungen war die Pumpe zwar noch betriebsfähig, aber es musste dabei die Luft aus dem Saugwindkessel beständig durch einen Dampfejector abgesaugt werden, um den Wasserstand in den Saugwindkesseln erhalten zu können. Bei richtiger Bemessung der Saugröhren, Saugwindkessel und Wasserwege bis hinter das Saugventil dürfte es aber möglich sein, auch solche Saughöhen bis 6 m bei hohen Geschwindigkeiten von 300 oder mehr Umdrehungen in der Minute anstandslos zu überwinden.

Ventile.

Alle Saugventile (Metall-, Leder- und Holzdichtung) waren während der Versuche und nach dem 14 tägigen Dauerbetriebe in gutem Zustande.

Am ruhigsten arbeitete das Holz- und das Hartgummiventil. Das Metallventil ging geräuschvoller.

Wurde die Saugventilsteuerung derart eingestellt, dass das Ventil im Hubwechsel des Pumpenkolbens eben geschlossen oder dass die Feder des Schliesskopfes 1 bis 2 mm vorgespannt war, dann liefen die Pumpen am ruhigsten.

Unrichtige Einstellung der Steuerung, derart, dass im Hubwechsel der Steuerkopf mehrere mm Spiel besitzt, hat zu spätes Schliessen des Ventils und eine Verzögerung des Beginns der Druckperiode zur Folge. Aber selbst bei solcher ungenauer Einstellung der Steuerung und verspätetem Ventilschluss arbeitete die Pumpe annähernd so gut, als wenn die Steuerung richtig eingestellt und die Pumpendiagramme normal waren. Diese Erscheinung ist durchgängig beobachtet worden, auch wenn die Pumpe sich aus anderen Gründen nicht vollständig gefüllt hatte. Ungenauigkeit der Steuerung bewirkte nur ein grösseres Geräusch des Ventilspiels, ohne sonst nachtheiligen Einfluss zu zeigen.

Auffallend ist, dass die Pumpen auch gut arbeiten, wenn sie sich nicht vollständig füllen. Die Beobachtungen können nach meiner Meinung daher auf grosse Pumpen dieser Bauart nicht ohne Weiteres übertragen werden.

Auch bei den Druckventilen hat sich Metall-, Leder- oder Holzdichtung gleichmässig gut bewährt.

Versuchsweise wurden an Stelle der ursprünglichen Belastungsfedern aus gewöhnlichem schlechtem Gummi weiche aus reinem Paragummi eingesetzt, wodurch sich aber kein Unterschied im Gang ergab. Der Ueberdruck beim Oeffnen der Druckventile konnte nicht genau ermittelt werden. Den Diagrammen und den gemachten Beobachtungen nach ist er nicht beträchtlich.

Dichtungen.

Bei den Vorversuchen liefen 2 Plunger warm, weil die Stopfbüchsen zu stark angezogen waren, so dass sich auch die Leergangsarbeit bedeutend erhöhte. Die Packung wurde herausgenommen und ganz lose wieder eingesetzt und allmählich und schwach angezogen. Seitdem sind Schwierigkeiten durch die Stopfbüchsen nicht mehr entstanden. Es ist daher nöthig, die Stopfbüchsen nicht mehr anzuziehen, als durchaus zur Dichtung erforderlich ist, und lieber einige Tropfen Wasser durch die Packung austreten zu lassen.

Die Pumpenkörper und Ventile und auch die Tauchkolben waren aus Bronze ausgeführt, weil die Pumpen Salzsoole zu heben bestimmt sind. Irgend welche Abnutzung der Metallkolben durch die Stopfbüchsenpackung nach dem Dauerbetriebe konnte nicht beobachtet werden.

Die ursprünglich vorgesehene Schmierung der Stopfbüchsen durch Fett, das durch den Luftdruck aus dem Windkessel unter Druck gesetzt wird, hat sich nicht bewährt. Die später hinzugefügte, mit Handrad und Schraubenspindel zu bedienende Schmierpresse hat hingegen vollständig entsprochen. Einmaliges Anziehen des Handrades reichte durchschnittlich für 5 bis 6 Betriebsstunden aus.

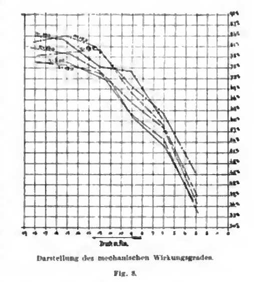
Der volumtrische Wirkungsgrad

der Pumpe wurde, wie erwähnt, bei minutlich 200 Umdrehungen durch unmittelbare Messung zu 97% ermittelt.

Beim Antrieb mit 300 Umdrehungen minutlich wurde zwar die Pumpe nach Ausweis der Pumpendiagramme nicht mehr ganz gefüllt, jedoch war der Wirkungsgrad bei allen Messungen nicht schlechter als 96%. Die früheren Angaben über unvollständige Füllung der Pumpen beziehen sich auf solche mässige Verluste. Nur bei Saughöhen über 4 m und Geschwindigkeiten über 300 in der Minute war die Pumpenfüllung wesentlich geringer.

Mechanischer Wirkungsgrad.

Beim Leerlauf und 200 Umdrehungen minutlich betrug die in den Elektromotor eingeleitete elektrische Arbeit 15 PS. Bei belasteter Pumpe ergab sich der Wirkungsgrad, aus der elektrischen Leistung und der Pumpenarbeit in thatsächlich gehobenem Wasser berechnet, in dem Maasse besser, als die Druckhöhe zunahm. Bei sehr grosser Geschwindigkeit nahm der Wirkungsgrad wieder ab. Die Belastung konnte nur bis zu 20 Atm. Wasserdruck getrieben werden. Bei diesem Wasserdruck und 200 Umdrehungen minutlich war der gemessene Wirkungsgrad 76%. Jedoch darf diese Beobachtung nicht verallgemeinert werden. Es ist vielmehr anzunehmen, dass wegen des augenblicklichen Zustandes der Stopfbüchsenpackungen und wegen der geringeren Leistung der Wirkungsgrad während der Versuche geringer war als er im praktischen Betriebe sein wird, wo sich bei voller Belastung der Pumpe (35 Atm. statt 20 Atm., das ist fast das Doppelte des Widerstandes während der Versuche) ein wesentlich günstigerer Wirkungsgrad herausstellen dürfte. Der Wirkungsgrad, richtiges Anziehen der Stopfbüchsen vorausgesetzt, kann auf 80% kommen, diesen Werth vielleicht auch überschreiten.



Darstellung des mechanischen Wirkungsgrades.

Fig. 8.

Die einzelnen Versuchsresultate ergeben sich aus folgender Tabelle, deren Werthe in Fig. 8 graphisch dargestellt sind.

Umdrehungen Min.	Elektromotor					Pumpe		
	Volt	Ampère	eingeleitete PS.	elektr. Wirkgs.-grad %	abgegebene PS. Motor	Saugwiderstand	PS. Pumpe	mechan. Wirkgs.-grad %
200	97	174	22,9	88	20,1	0,13	7,55	37,5
	120,5	183	30,0	88	26,4	0,25	13,9	52,7
	130	220	38,9	88	34,4	0,33	21,0	61,0
	128,6	266	46,4	88	41,0	0,24	29,2	71,3
	140	283	53,8	88	47,5	0,21	36,4	76,6
	146	326	64,6	88	56,9	0,22	43,5	76,5
180	114	129	20,0	88	17,4	0,13	6,9	34,2
	103	192	26,9	88	23,7	0,25	13,0	55,0
	120	216	35,2	88	31,1	0,33	19,4	62,5
	110	265	39,6	88	34,9	0,24	25,7	73,5
	129	274	48,0	88	42,3	0,21	32,0	75,6
	126,5	345	59,4	88	52,4	0,22	40,0	76,6
160	95	131	16,9	88	14,9	0,13	5,55	37,3
	91,5	183	22,8	88	20,1	0,25	11,7	58,3
	104	209	29,5	88	26,1	0,33	17,1	65,5
	101	257	35,8	88	31,1	0,24	23,1	74,2
	114	266	41,2	88	36,4	0,21	28,7	79,0
	110	337	50,3	88	44,5	0,22	35,9	80,6
140	74	134	13,5	88	11,9	0,13	4,62	38,9
	80	178	19,3	88	17,1	0,25	10,1	59
	86	217	25,3	88	22,3	0,33	15,2	68,2
	94	238	30,4	88	26,8	0,24	21,5	80,2
	102	266	36,9	88	32,5	0,21	25,8	79,5
	101,3	322	44,5	88	39,0	0,22	30,6	78,5
120	58	140	11,0	86	9,5	0,13	4,4	45,7
	63,5	187	16,1	86	13,9	0,25	8,65	62,3
	76	208	21,4	86	18,5	0,33	13,0	70,3
	74	259	26,1	86	22,4	0,24	18,1	81,0
	80	281	30,6	86	26,2	0,21	22,0	84,0
	81	340	37,4	86	32,2	0,22	26,2	82,5
100	—	—	—	—	—	—	—	—
	52,5	194	13,8	86	11,9	0,25	7,2	60,4
	52,5	239	17,1	86	14,7	0,2	10,9	74,1
	68,0	243	22,5	86	19,3	0,2	14,5	75,1
	65	296	26,2	86	22,5	0,21	18,7	83,0
	68	332	30,6	86	26,4	0,22	22,1	84,0

Der volumetrische Wirkungsgrad bei allen diesen Versuchen war annähernd = 97 %.

Luftpuffer.

Die Wirkung des Luftpuffers: die Luftverdichtung während des Druckhubes jedes Pumpenkolbens zum Zweck der Massenverzögerung und Wiederausdehnung der Luft beim nächsten Saughube, war eine vollständig entsprechende. Die Erwärmung durch die Luftverdichtung war geringfügig; die Puffercylinder waren im Dauerbetrieb handwarm.

Bei der Erprobung der Pumpe mit ausgeschaltetem Luftpuffer (offenem Cylinderdeckel und herausgenommenem Regulirkolben) ergab sich der Gang der Pumpe jedoch ebenso ruhig als mit eingeschaltetem Luftcylinder. Ein Arbeitsverlust durch den Luftpufferbetrieb war bei der geringen Compressionsspannung nicht nachzuweisen. Die am Luftcylinder mit dem gewöhnlichen Indicator abgenommenen Diagramme zeigen keine Arbeitsfläche. Compressions- und Ausdehnungslinie fallen zusammen.

1. Betrieb mit Luftpuffercylinder.

Um-dreh-ungen min.	Elektromotor				Pumpe		
	Volt × Amp	Watt 736	Elektr Wirkgs.-grad %	Abge-gebene PS.	Gesammt-förder-höhe m	PS. Pumpe	mechan. Wirkgs.-grad %
120	87 · 354	41,8	86	36,0	181,8	27,6	76,7
120	86 · 260	30,4	86	26,1	182,8	18,6	71,1

2. Betrieb ohne Luftpuffercylinder.

Um-dreh-ungen min.	Volt × Amp	Watt 736	Elektr Wirkgs.-grad %	Abge-gebene PS.	Gesammt-förder-höhe m	PS. Pumpe	mechan. Wirkgs.-grad %
120	90 · 343	40,8	86	35,2	180,8	27,5	78,2
120	76 · 290	30,0	86	25,8	120,8	18,4	71,3

Windkesselvorrichtung.

Es waren Ausrüstungen vorhanden, um Luft nach Bedarf in den Saugwindkessel nachzufüllen oder daraus abzusaugen und nach Bedarf Druckluft in den Druckwindkessel nachzufüllen oder daraus abzulassen.

Die einfachen Schnüffelventile für die Absaugung der Luft aus den Saugwindkesseln functioniren gut. Der Wasserstand in den letzteren konnte im Betriebe bei nicht zu grosser Saughöhe leicht in der gewünschten Höhe erhalten werden. Die Füllung des Druckwindkessels durch die Schnüffelventile war hingegen unmöglich, da Luft und Wasser im Pumpenraum bei den hohen Betriebsgeschwindigkeiten derart durcheinander gemengt wurden, dass die Luft absorbirt und aus dem Windkessel durch das Wasser mit fortgenommen wurde. Betrieb ganz ohne Luft im Druckwindkessel wurde wiederholt durchgeführt, und es ergaben sich dabei wohl in Folge der unter 120° versetzten drei Kurbeln keine nennenswerthen Druckschwankungen.

Das Anlassen der Pumpen ergab keine Schwierigkeiten, auch wenn es rasch erfolgte.

Das Füllen der Pumpenkörper und zum Theil des Druckwindkessels erfolgte durch Oeffnen der Umlaufventile vom Saugkasten aus, bei Betrieb mit Saughöhe durch Absaugen der Luft aus den Pumpen vermittelst des Ejectors.

Das Triebwerk der Pumpe functionirt gut und gibt zu keinen Bemerkungen Anlass.

Zusammenfassung.

Das Untersuchungsergebniss kann dahin zusammengefasst werden, dass die Pumpe bis zu 300 Umdrehungen minutlich und mit Saughöhen bis 3,5 m tadellos betrieben werden

konnte, dass aber bei richtiger Bemessung der Wasserwege Geschwindigkeiten bis 350 minutlichen Umdrehungen und Sanghöhen bis etwa 5 m erreicht werden können, und dass die neue Pumpenkonstruktion in allen Theilen diesen ungewöhnlich hohen Betriebsgeschwindigkeiten auch im Dauerbetrieb vollständig entsprechen kann.

3. Erprobung der grossen Wasserhaltungspumpe Mansfeld.

Die Pumpe wurde wegen des durch den Neubau verursachten Raummangels im Laboratorium auf einem Holzrost aufgebaut. Die Fundirung war mangelhaft, und es konnte starkes Schwingen der ganzen grossen Pumpe bei raschem Gang nicht vermieden werden. Doch ergab sich daraus keine nennenswerthe Schwierigkeit. Die Ansicht der Pumpe, die Aufstellung derselben im Laboratorium und die Antriebsmaschine ergeben sich aus den Fig. 9 nnd 10.



Fig. 9.

Der Antrieb der Pumpe erfolgte, weil die grossen Dampfmaschinen des Laboratoriums nicht verfügbar waren, durch eine kleine stehende Verbundmaschine, die mit 9 bis 10 Atm. Einlass-Dampfdruck und mit einer Umlaufgeschwindigkeit bis 200 Umdrehungen minutlich betrieben werden konnte und mit der Welle der Pumpe unmittelbar gekuppelt wurde. Auf der Pumpenwelle war ein kleines Schwungrad angebracht.

Da diese Dampfmaschine für den Antrieb der grossen Pumpe zu schwach war, wurde auf der Pumpenwelle noch eine Riemenscheibe angebracht, so dass die Pumpe durch Riemenübersetzung von einem Elektromotor allein oder zugleich von der Dampfmaschine angetriebenwerden konnte. Auf diese Weise wurden die Versuche durchgeführt, welche grösseren Kraftaufwand verursachten.

Für die Versuche wurde ein Behälter von etwa 1 cbm Inhalt aufgestellt, in den die Druckleitung das Wasser ausgoss und ans dem die Saugleitung wieder ansaugte, so dass die Drosselung im Saugrohr zur Veränderung der Saughöhe unabhängig von der Druckspannung nach Bedarf hergestellt werden konnte. Das Anlassen der Pumpe und die Regulierung des Wasserstaudes im Saugwindkessel erfolgt durch einen Dampfejector.

Die Versuche mit dieser grossen Pumpe konnten, da die Betriebskraft beschränkt war, nur mit geringem Wasserdrnck durchgeführt werden. Zweck der Versnche war: die Feststellung der Saugwirkung bei verschiedenen Saughöhen und insbesondere des Verhaltens der Pumpenventile.

Die Saugventile waren ähnlich den der Leopoldshaller Pumpen; die Druckventile hingegen concentrisch angeordnete, sehr leichte Metallringventile, welche durch Gummiringe, als Federn und zugleich als Stulpahdichtungen dienend, überdeckt waren.

Insbesondere waren die Wirkung der Ventilsteuerung sowie verschiedene Ventilformen und Dichtungen: Ringventile aus Hartgummi, Ventile mit Holzdichtung und mit Lederstulpen und Metallventile, zu erproben.

Bei den ersten Versuchsreihen wurde mit 2 m Saugwiderstand gearbeitet und Antriebsgeschwindigkeiten bis 230 Umdrehungen minutlich erreicht. Mehr konnte durch die Antriebsmotoren nicht erzielt werden. Jedoch war bei allen Versuchen eine gewisse Unbeständigkeit, ein Wechseln des Ganges sowohl in der äusseren Erscheinung wie in den Diagrammen

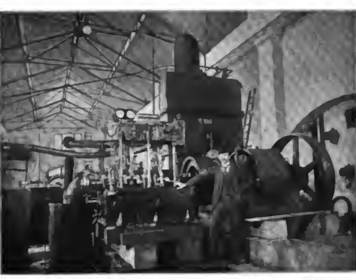


Fig. 10.

bemerkbar. Zeitweilig lief die Pumpe auch bei den höchsten Geschwindigkeiten tadellos, zeitweilig zeigte sich plötzliches Wechseln der Geschwindigkeit.

Die Ursache dieser Unregelmässigkeiten konnte nicht in der Pumpe und ihren Ventilen, sondern musste in der für die grosse Pumpe unzureichenden Wasserbeschaffung gesucht werden. In dem kleinen Zwischenbehälter entstanden bei raschem Gang der Pumpe so starke Wasserwirbel, dass die aus dem Druckwindkessel mitgerissene Luft sich nicht nur nicht ausscheiden konnte, sondern sogar neue Luft aus dem Saugbehälter mitgerissen wurde.

Es wurde deshalb ein grosser Zwischenbehälter von ca. 16 cbm Inhalt eingebaut, sodass das vom Druckrohr ausgiessende Wasser den grössten Theil der Luft ausscheiden konnte Damit waren alle Schwierigkeiten beseitigt, der Pumpengang wurde regelmässig, die Pumpe war immer voll gefüllt, und die Diagramme wurden gleichmässig.

Bei diesem befriedigenden Betriebszustande wurde ermittelt: das Verhalten der verschiedenen Ventilformen, die Einstelluug ihrer Steuerung und der volumetrische Wirkungsgrad.

Bei Erprobung der Steuerung stellte es sich heraus, dass der ruhigste Gang erzielt wurde, nicht wenn der Steuerkopf das Ventil im Kolbenhubwechsel oder schon vorher völlig schloss und die Gummifeder auf dem Steuerkopf entsprechende Vorspannung besass, sondern wenn die Ventile dem Sitz nur genähert und ein geringer nicht gesteuerter freier Ventilhub gelassen wurde.

Bei 3 mm ungesteuertem Spielraum und gleichzeitiger Drosselung in der Saugleitung wurde der volumetrische Wirkungsgrad durch unmittelbare Messung des geförderten Wassers in zwei grossen Behältern bestimmt. Das Ergebniss zeigt folgende Zusammenstellung:

Nr. des Versuchs	Mittlere Umdrehungs-zahl	Höchste Umdrehungs zahl	Saughöhe Meter	Volumetrischer Wirkungs-grad %
1	120	132	2,6	96,0
2	136	144	3,8	95,8
3	140	144	5,9	95,5
4	140	160	(7,0)	(78,8)

Bei den Versuchen 1—3 war der Gang der Pumpe vollständig ruhig. Bei Versuch 4 trat starkes Schlagen der Ventile ein. Die Saughöhe war zu gross, die Pumpe konnte nicht mehr vollgefüllt werden.

Eine weitere Versuchsreihe ergab Aufschluss über die Saughöhe und den Lieferungsgrad bei Geschwindigkeiten von minutlich 100—200 Umdrehungen:

Nr. des Versuchs	Mittlere Umdrehungs-zahl	Höchste Umdrehungs-zahl	Saughöhe Meter	Volumetrischer Wirkungsgrad %
5	100	108	0,85	94,5
6	104	112	4,0	94,7
7	128	140	4,0	96,4
8	136	145	2,4	97
9	140	152	4,0	96,7
10	160	184	4,0	97,3
11	172	184	3,0	98,7
12	176	180	4,0	97,3
13	188	200	3,1	98,1
14	192	212	3,1	98,1
15	196	216	4,0	97,6

Die Steuerung war auf 4½ mm ungesteuerten Spielraum eingestellt, so dass sich das Ventil erst nach dem Hubwechsel schliessen konnte und der volumetrische Lieferungsgrad sich niedriger als bei geringerem Spielraum im Todtpunkte ergeben musste. Der Gang der Pumpe war aber bei allen Versuchen befriedigend und geräuschlos. Der Lieferungsgrad nahm mit der Geschwindigkeit zu und war auch bei den höchsten Betriebsgeschwindigkeiten sehr befriedigend.

Um diese Thatsache weiter zu prüfen, wurde eine dritte Versuchsreihe durchgeführt (Versuch 16—33). Auch bei diesen Versuchen war der Gang der Pumpe vollständig zufriedenstellend, dieselbe immer vollgefüllt, das Spiel der Ventile ruhig und vollständig gleichmässig.

Nr. des Versuchs	Mittlere Umdrehungszahl	Maximale Umdrehungszahl	Saughöhe Meter	Volumetrischer Wirkungsgrad %
16	104	116	1	94,4
17	125	136	1,5	97,1
18	148	160	1,6	97,6
19	148	160	1,7	97,6
20	160	184	2	98,2
21	188	204	2,2	98,2
22	196	214	2,2	98,3
23	128	140	2,5	95,5
24	172	184	3,0	95,9
25	132	140	1,5	97,1
26	168	180	3,0	95,9
27	116	128	1,4	95,6
28	160	176	2,9	97,1
29	116	130	1,5	96
30	164	176	3,0	96,6
31	120	132	1,5	96,6
32	156	168	3,0	96,6
33	124	132	3,0	96

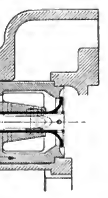
Die höchste mit den vorhandenen Betriebsmitteln erreichte Geschwindigkeit war 220 minutliche Umdrehungen, wobei die Pumpe bis 4 m Saughöhe tadellos lief.

Im übrigen bestätigte die Erprobung dieser grossen Pumpe die Ergebnisse der Prüfung der vorangegangenen Pumpe.

Versuche mit rasch laufenden Compressoren.

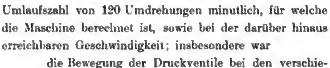
(Mit neuen rückläufigen Druckventilen.)

Auf Veranlassung des Herrn Geh. Regierungsraths Professor Riedler hat die Maschinenbauanstalt A. Borsig in Tegel bei Berlin mir zur Erprobung im Maschinen-Laboratorium der Königl. Technischen Hochschule einen Luftcompressor mit einem Luftcylinder von 270 mm Durchmesser und einem Dampfcylinder von 270 mm Bohrung bei 350 mm gemeinsamem Hub geliefert.



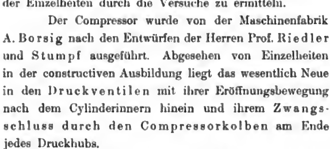
Die Versuche mit diesem Dampfcompressor wurden im März 1899 ausgeführt und hatten den Zweck:

die Wirkungsweise des Compressors und der neuen Druckventile festzustellen, und zwar bei der normalen Umlaufszahl von 120 Umdrehungen minutlich, für welche die Maschine berechnet ist, sowie bei der darüber hinaus erreichbaren Geschwindigkeit; insbesondere war



die Bewegung der Druckventile bei den verschiedenen Geschwindigkeiten festzustellen und

etwa nothwendige Veränderungen in der Bauart der Einzelheiten durch die Versuche zu ermitteln.



Der Compressor wurde von der Maschinenfabrik A. Borsig nach den Entwürfen der Herren Prof. Riedler und Stumpf ausgeführt. Abgesehen von Einzelheiten in der constructiven Ausbildung liegt das wesentlich Neue in den Druckventilen mit ihrer Eröffnungsbewegung nach dem Cylinderinnern hinein und ihrem Zwangsschluss durch den Compressorkolben am Ende jedes Druckhubs.

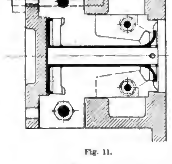


Fig. 11.

Der Eintritt der Luft bei der Saugperiode wird durch zwangläufig bewegte Rundschieber gesteuert. Die Druckventile, deren Anordnung und Detailausbildung sich aus Fig. 11 ergibt,

sind Tellerventile aus Stahl mit einem Führungsrohr, an dessen Ende ein Druckkolben angebracht ist. Durch die Höhlung des Führungsrohres tritt die Luft während ihrer Verdichtung hinter den Druckkolben und erzeugt auf diesen wirkend den Eröffnungsdruck des Ventils. Dieser Eröffnungsdruck entspricht daher dem eines gewöhnlichen Plattenventils, dessen Querschnitt gleich ist der Fläche des Druckkolbens minus Fläche des eigentlichen Ventils. Das Ventil öffnet sich jedoch nicht wie ein gewöhnliches Ventil nach aussen, sondern nach dem Cylinderinnern, entgegen der Luftströmung beim Durchtritt durch das geöffnete Ventil.

Der Druckkolben zur Erzeugung des Eröffnungsdrucks bewirkt zugleich bei der Eröffnung des Ventils die Verzögerung der Ventilmasse durch Luftpufferwirkung und die Hubbegrenzung. Die Wirkung des Luftpuffers kann durch eine Stellschraube geregelt werden.

Der Zwangsschluss der Druckventile erfolgt am Ende jedes Druckhubs durch den Compressorkolben. Eine im Kolben eingeschaltete Feder hat eine sanfte Berührung zu vermitteln, auch zugleich die Schlusskraft, entsprechend den augenblicklichen Widerständen, zu regeln. Die Anordnung der Ventile und Schieber, sowie des Zusammenbaus ergeben sich aus Fig. 12.

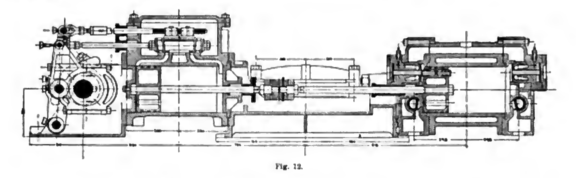


Fig. 12.

Der Compressor wurde im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule auf den für solche Versuche vorgesehenen Fundamenten aufgestellt. Da die Schwungräder nicht in das Fundament eingelassen werden konnten, musste der Compressor durch Holzbalken erhöht aufgestellt werden. Diese Aufstellung war zwar nicht tadellos, genügte aber für die Versuche. Die Dampfzu- und Ableitung wurde durch bewegliche Metallschläuche hergestellt. Als Druckwindkessel wurde der grosse Pumpenwindkessel des Laboratoriums benutzt und derselbe mit dem Compressor vorläufig durch einen Metallschlauch von 30 mm lichter Weite und etwa 15 m Länge verbunden. Als Messvorrichtungen dienten ausser den gewöhnlichen Indicatoren ein Indicator, dessen Schreibzeug unmittelbar die Ventilerhebungen aufzeichnete.

Bei den Versuchen waren zunächst die Steuerungen richtig zu stellen, und zwar die Saugsteuerung für einen mittleren Betriebsdruck von 3 Atm., entsprechend dem Einfluss der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume, wobei die Schieber auf der vorderen Seite in der Todtlage, auf der hinteren Seite 3 mm nach der Todtlage schlossen. An der hinteren Cylinderseite wurde deshalb etwa 1% des Kolbenhubs nicht ausgenutzt, was bei den volumetrischen Messungen nicht berücksichtigt wurde. Die Drucksteuerung wurde so eingestellt, dass die Schliessfedern in der Todtlage des Kolbens $1\frac{1}{2}$ mm zusammengepresst waren.

Bei diesen Vorversuchen ergaben sich die Diagramme *a* Fig. 13, die keinen Beschleunigungsdruck bei der Eröffnung der Druckventile zeigten, was unwahrscheinlich erschien, und deren Drucklinie erheblich über dem Druck des Windkessels lag.

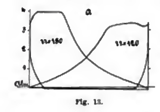


Fig. 13.

Die Ursache des gleichmässig verlaufenden Drucks musste in den Widerständen der Druckrohrleitung gesucht werden. Es wurde deshalb dicht neben dem Compressor ein Luftbehälter von 400 l Inhalt zur Ausgleichung eingeschaltet und dieser durch eine 100 mm weite Rohrleitung mit dem Haupt-Druckwindkessel verbunden. Die Aufstellung des Compressors mit dem Windkessel ist in Fig. 14 dargestellt.

Die Diagramme b Fig. 15, zeigen den Arbeitsvorgang bei der normalen Betriebsgeschwindigkeit von 120 Umdrehungen minutlich und einem von 2 bis 6 Atm. zunehmenden Compressionsdruck.

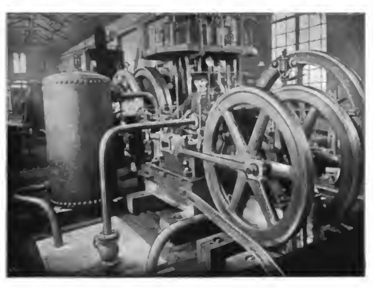


Fig. 14.

Auf der hinteren Cylinderseite zeigte sich ein geringes Ansteigen des Druckes kurz vor dem Hubwechsel, was auf zu grosse Federspannung und dadurch bewirkten zu frühzeitigen Schluss hindeutete. Durch geringere Spannung oder gänzliche Beseitigung der Feder wurde diese Druckzunahme beseitigt.

Die Ventile arbeiteten bei diesem Betriebe gut. Die Berührung mit dem Kolben bei Beginn der Schlussbewegung und der Ventilschluss selbst waren nicht hörbar und der Gang der Maschine gleichmässig.

Um festzustellen, welchen Einfluss die Schliessfeder im Compressorkolben und etwaige Ungenauigkeiten der Einstellung auf den Ventilschluss ausübe, wurde der Kolben so eingebaut, dass zwischen dem Ventil und dem steuernden Compressorkolben in seiner Todtlage

3 mm Spielraum gelassen, also die Ventile nicht ganz geschlossen wurden, sondern bei Umkehrung des Kolbens den vollständigen Schluss selbstthätig vollenden mussten.

Bei dieser Einstellung und bei verschiedener Geschwindigkeit wurden Cylinderdiagramme *c* Fig. 16, aufgenommen. Die Diagramme zeigten wie früher regelmässigen Verlauf, die Ventile

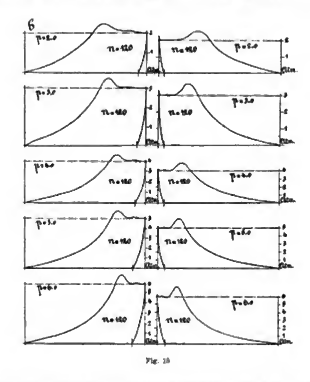


Fig. 15

schlossen trotz des (nicht gesteuerten) Spielraumes stossfrei und nicht hörbar, aber mit Verspätung, die im Ventilerhebungs-Diagramm (s. später) zu erkennen war. Die Diagramme *d* Fig. 17 sind aufgenommen bei solcher Einstellung des Kolbens, dass der nichtgesteuerte

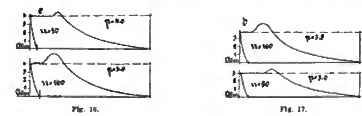


Fig. 16. Fig. 17.

Spielraum zwischen Ventil und Kolben in seiner Todtlage auf 6 mm vergrössert ist. Der Ventilschluss erfolgte jetzt nicht mehr stossfrei, sondern mit Lärm. Der Stoss des auf grösserem Wege sich selbstthätig schliessenden Ventils, sowie das Geräusch wurde jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit etwas geringer.

Grösserer, nicht gesteuerter Spielraum von etwa 2% des Kolbenweges ist daher unzulässig, da ruhiger Gang und rechtzeitiger Schluss nicht mehr zu erreichen sind.

Der Compressor wurde weiter bei niedrigem, mässigem und hohem Luftdruck und bei wechselnder Geschwindigkeit in zahlreichen Versuchen erprobt und die Umdrehungszahl hierbei bis auf das Doppelte der normalen Betriebsgeschwindigkeit (240 Umdrehungen minutlich) gesteigert, wobei sich bei normaler Einstellung der Steuerung stets stossfreier, geräuschloser Ventilschluss ergab.

Auch eine weitere Steigerung der Umdrehungszahl liess der Compressor zu, aber die mangelhafte Fundirung der Maschine und die nicht ausgeglichenen Triebwerksmassen waren einem solchen Betrieb hinderlich. Die Ventile arbeiteten auch bei dieser gesteigerten Geschwindigkeit fast geräuschlos.

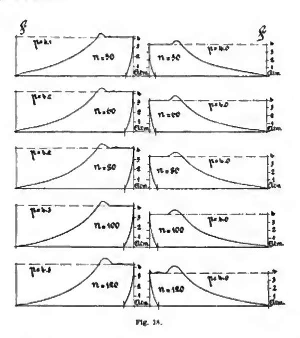


Fig. 18.

Die Diagramme *f* Fig. 18, zeigen die Druckverhältnisse im Cylinder bei verschiedenem Druck und steigender Betriebsgeschwindigkeit von 50 bis 120 Umdrehungen, Fig. 19 von 100 bis 200 Touren.

Die Abmessungen der Saugöffnungen und Schieber waren für 120 Umdrehungen minutlich bemessen; bei Geschwindigkeiten über 150 Umdrehungen minutlich ergaben sich hier grosse Luftgeschwindigkeiten, so dass das Ansaugen der Luft geräuschvoll und mit weiter zunehmender Geschwindigkeit immer stärker hörbar wurde. Auch die Diagramme zeigen die Zunahme der Saugspannung.

Um die Bewegung der Druckventile bei den oben erwähnten Versuchen genau verfolgen und beurtheilen zu können, wurden Ventilerhebungsdiagramme genommen.

Zu diesem Zwecke wurde das Druckventil unmittelbar mit dem Schreibstift eines Indicators verbunden, was zulässig war, da der Ventilhub kleiner als der Indicatorkolbenhub war. Die Ordinaten in den Diagrammen entsprechen daher den Ventilerhebungen, die Abscissen — da die Indicatortrommel vom Maschinengestänge angetrieben wurde — dem Kolbenwege.

In solcher Weise wurden aufgenommen: Ventilerhebungsdiagramme g_1—g_3 bei gewöhnlicher Einstellung der Steuerung (geringer Anspannung der Feder im Kolbenhubwechsel).

Diagramme g_1 Fig. 20 zeigen für verschiedenen Luftdruck die mit der Umlaufszahl (40—150) zunehmenden Ventilerhebungen bei Einstellung des Luftpuffers auf verschiedenen Widerstand.

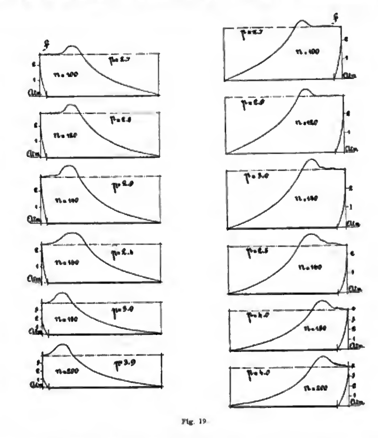


Fig. 19.

Die Eröffnungscurven zeigen ganz regelmässiges rasches Eröffnen bei Geschwindigkeiten bis zu 60 Umdrehungen minutlich ohne nennenswerthe Verzögerung durch den Puffer am Ende der Eröffnungsbewegung des Ventils. Bei der zunehmenden Geschwindigkeit nimmt jedoch die Luftpufferwirkung rasch zu, zugleich aber, infolge grösserer Beschleunigung, auch die Ventilerhebung. (Die Schlusscurven sollten bei Ende des Schlusses ganz zusammenfallen; die Diagramme zeigen jedoch eine geringe Verschiedenheit der Endpunkte, weil bei grösserer Geschwindigkeit eine grössere Streckung der Indicatorschnur sich bemerkbar machte. Für den Vergleichszweck dieser Diagramme schien aber die Beseitigung dieses Mangels nicht erforderlich.)

Die Diagramme g_2 Fig. 21 zeigen die Druckventilbewegung bei normal 120 Umdrehungen minutlich bei verschiedener Einstellung und mit ihr zunehmender Wirkung des Luftpuffers im Druckventil.

Diagramme g_3: Fig. 22 Druckventilerhebung bei geringer Wirkung des Luftpuffers und zunehmender Betriebsgeschwindigkeit von 50, 90, 100, 120, 160 und 200 Umdrehungen

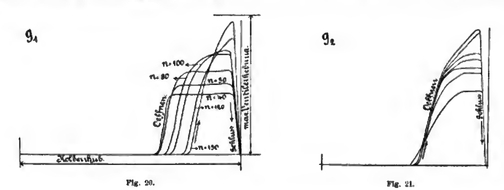


Fig. 20. Fig. 21.

minutlich. Alle Diagramme zeigen gleichmässige Ventileröffnung, zunehmende Verzögerung gegen Ende der Ventilerhebung und darauf folgenden raschen, gleichmässigen Schluss der Ventile knapp vor dem Hubende.

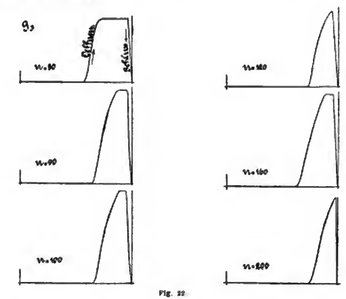


Fig. 22

Bei keinem Versuche konnte irgend welches Flattern der Ventile oder unregelmässige Ventilbewegung beobachtet werden.

Die Diagramme h und i (Fig. 23 u. 24) mit theilweise ungesteuertem Ventilweg sind nicht wie die früheren Ventilerhebungsdiagramme proportional der Kolbenbewegung aufgenommen, sondern die Indicatortrommel wurde von einem Excenter angetrieben, derart, dass der Schluss

der Ventile bei grösster Geschwindigkeit der Indicatortrommel erfolgte. Hierdurch sind die Oeffnungs- und Schliessungscurven etwas gestreckter geworden, und die Vorgänge, die sich sonst im Hubwechsel abspielen, sind deutlicher zu erkennen.

In diesen Diagrammen ist nunmehr die Curve rechts die Eröffnungscurve. Sie zeigt die gleichmässige Ventilerhebung und darauf folgend die verzögernde Wirkung des Luftpuffers.

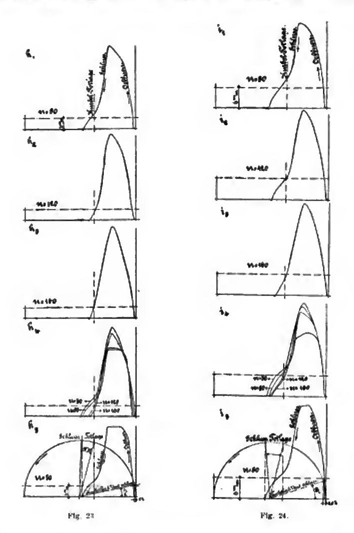


Fig. 23 Fig. 24.

Die gegen die Mitte links gelegene Curve ist die Schlusscurve. Sie zeigt den raschen Ventilschluss durch den Compressorkolben und gegen das Ende den langsamen selbstthätigen Schluss.

Die Diagramme *h* sind bei 3 mm ungesteuertem Spiel und verschiedenen Geschwindigkeiten, von 50 bis 160 Umdrehungen minutlich, aufgenommen, wobei die Verspätung durch den selbstthätigen Schluss bei geringen Geschwindigkeiten höher ist als beim gesteigerten Betriebe.

Diagramme i sind bei 6 mm ungesteuertem Spiel und sonst denselben Verhältnissen wie h aufgenommen.

Die Diagramme k Fig. 25 sind bei normaler Einstellung der Steuerung (schwaches Zusammendrücken der Feder in der Todtlage des Compressorkolbens, kein ungesteuerter Ventilweg) aufgenommen, und zwar bei von 80 bis 200 Umdrehungen minutlich steigender Geschwindigkeit. Die Bewegung des Indicators ist gleichfalls von einem Excenter abgeleitet.

Die Diagramme zeigen übereinstimmend, dass die Druckventile stets mit regelmässigem Schluss ohne Flattern arbeiten. Bei grösseren Geschwindigkeiten findet kurz vor dem Todtpunkt des Kolbens ein geringes vorzeitiges Schliessen und geringes Wiederöffnen des Druckventils statt, jedoch fällt der Schluss des Ventils immer genau mit der Todtpunkt-

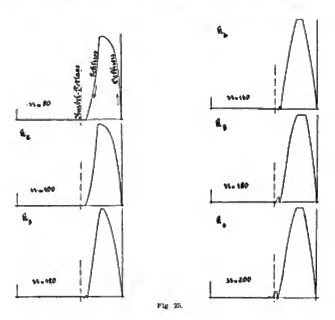


Fig. 25.

stellung des Kolbens zusammen. Im Cylinderdiagramm und im Gang der Ventile ist dies nicht wahrnehmbar.

Der volumetrische Wirkungsgrad des Compressors konnte durch besondere Versuche genau nicht ermittelt werden. Er ergibt sich, aus den Diagrammen berechnet, zu 93 bis 95,5 %.

Hierbei ist der Einfluss des 3 mm nach dem Todtpunkt der Maschinenkurbel schliessenden Saugschiebers nicht berücksichtigt, wohl aber der Einfluss des schädlichen Raumes.

Der mechanische Wirkungsgrad ergab sich bei normalem Gang von 120 Umdrehungen minutlich, bei einem mittleren Arbeitsdruck im Dampfcylinder $p = 2{,}03$ und einem mittleren Widerstand im Compressor $p = 1{,}73$, im Mittel zu 85,7 %. Beide Werthe des Wirkungsgrades sind für eine so kleine Maschine ausreichend hoch.

Das Ergebniss der Versuche kann daher dahin zusammengefasst werden: dass die rückläufigen Ventile bei allen Untersuchungen (wechselnden Betriebsspannungen und allen

Geschwindigkeiten und Geschwindigkeitsänderungen bis zu einem über das Doppelte des normalen Gangs forcirtem Betriebe) tadellos arbeiteten und stets ruhigen, präcisen Ventilgang zeigten. Die Steuerung erwies sich gegenüber Ungenauigkeiten in der Einstellung bis zu 1% des Kolbenweges als unempfindlich.

Die Versuche haben die Nothwendigkeit einer Verbesserung der Ventilconstruction nicht ergeben. Bei solchen Compressoren, welche bei ihrer grossen Steigerungsfähigkeit auch andauernd mit grossen Geschwindigkeiten betrieben werden sollen, müssen jedoch die Canäle und Rohrquerschnitte richtig bemessen und die einseitig wirkenden Massen ausgeglichen werden Die Schmierung des Compressors kann vereinfacht werden, da die Kolbenschmierung allein auch für die Saugschieber und Druckventile vollständig ausreicht; ebenso kann der Antrieb der Saugschieber vereinfacht werden.

Versuche mit Mammuthpumpen.

(Druckluftwasserheber.)[1]

Die Bestrebungen, Flüssigkeiten unmittelbar mittels Luftdruckes, d. h. ohne Benutzung von Pumpen gewöhnlicher Bauart zu fördern, haben bereits zu verschiedenen brauchbaren Vorrichtungen geführt, deren Anwendung jedoch theils wegen der umständlichen Anordnungen, theils wegen der geringen wirthschaftlichen Erfolge nur auf einzelne Betriebe beschränkt blieb. Wo es sich z. B. um Förderung von Säuren oder dicken, schlammigen Flüssigkeiten handelt, die durch gewöhnliche Pumpen nicht bewältigt werden können, benutzt man ein Verfahren, die Luft in einem geschlossenen Gefäss auf die zu hebende Flüssigkeit drücken zu lassen. Bekannt ist die in neuerer Zeit nach diesem System öfter ausgeführte Entleerung von Canalisationsgruben[2].

Eine ausgedehntere Anwendung hat jedoch diese Art Flüssigkeitshebung nicht erlangt, da Abschlussorgane für Luft und Flüssigkeit dabei nicht zu vermeiden sind und der Betrieb nur absetzend sein kann, was namentlich bei grösseren Fördermengen zu unbequemen Constructionen führt.

Demgegenüber hat ein anderes, schon seit 100 Jahren bekanntes Verfahren der Druckluft-Wasserhebung, dem diese Mängel nicht anhaften, in neuerer Zeit verhältnissmässig so gute Erfolge ergeben, dass diese Förderungsart bereits ausgedehnte Anwendung in vielerlei Betrieben gefunden hat. 1797 beschrieb der Bergmeister Carl Emanuel Löscher die Erfindung eines »Aërostatischen Kunstgezeuges, womit ohne alles Schöpf- und Pumpwerk Rohrwasser auf etliche 100 Ellen hochgebracht werden kann«. Die sehr eingehenden Versuche Löschers bestanden im Wesen darin, dass er ein Rohr (das Steigrohr) in einen mit Wasser gefüllten Behälter so tief eintauchen liess, dass ein Theil des Rohres über, ein Theil unter Wasser war und durch ein zweites Rohr von kleinerem Querschnitt Luft in die unter Wasser befindliche Oeffnung des grösseren Rohres einblies. Die Luftblasen mischten sich mit dem im Steigrohr befindlichen Wasser und verminderten dessen specifisches Gewicht, so dass das Wasser- und Luft-

[1]) Bereits in der Z. d. V. D. Ing. Jahrgang 1898 veröffentlicht.

[2]) Vergl. Z. 1895 S. 1450; 1896 S. 996.

gemisch durch den Druck der Wassersäule im Behälter über dessen Wasserstand hoch hinausgetrieben und unter Umständen zum Ausfliessen aus dem Steigrohr gebracht wurde.

Lange Zeit haben die Versuche Löscher's eine praktische Anwendung nicht gefunden. Erst im Jahre 1846 wurde der ihnen zu Grunde liegende Gedanke durch den Amerikaner Cockford wieder aufgegriffen, der nach demselben Grundsatz Petroum in Pennsylvanien aus den Bohrlöchern förderte. Weiter ausgebildet wurde das Verfahren durch Frizzel in Boston, Alexander Schnee und namentlich durch Dr. Pohlé in Amerika, der es zum Fördern von Wasser bereits in grösserem Maassstabe angewendet hat. In neuerer Zeit hat die Pneumatic Engineering Co. in New-York die Verwerthung in die Hand genommen.

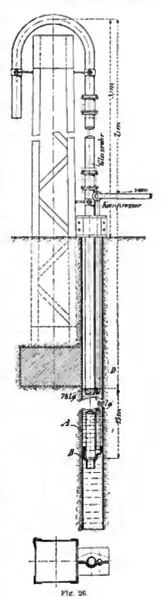


Fig. 26.

In Frankreich wurde zuerst 1886 von Goudry Schwefelsäure nach dem Löscherschen Verfahren gehoben; diese Vorrichtungen wurden unter dem Namen »Emulseurs« bekannt. Jetzt hat die Compagnie de l'Air comprimé in Paris in diesen Druckluft-Wasserhebern ein willkommenes Mittel gefunden, ihr Absatzgebiet für Druckluft zu vergrössern, und es sind bereits in Paris mehrere Anlagen mit gutem Erfolge in Thätigkeit.

Wohl unabhängig von diesen Ausführungen, war es Werner Siemens 1885 in Deutschland gelungen, brauchbare Ergebnisse mit dieser Art Wasserförderung zu erzielen[1]). Eine allgemeinere Verwerthung haben die Druckluft Wasserheber bei uns jedoch erst nach der Chicagoer Ausstellung gefunden, und zwar durch die Firma A. Borsig in Berlin (Director F. M. Grumbacher), die sie bei uns einbürgerte und derart ausbildete, dass jetzt bereits über 130 grössere Anlagen ausgeführt sind.

Ich wurde durch eine Aufforderung der Firma A. Borsig, eingehende Vergleichsversuche mit Druckluftwasserhebern dieses Systems, jedoch verschiedener Bauart, anzustellen, veranlasst, diese Flüssigkeitsförderung näher zu untersuchen. Die Versuche wurden im Herbst 1897 in dem mir unterstellten Maschinenlaboratorium der Techn. Hochschule in Berlin und an einigen Anlagen der Industrie ausgeführt.

Bevor ich über die hierbei gewonnenen Versuchsergebnisse berichte, möchte ich auf die Bauart der Wasserheber, insbesondere der Borsigschen, die von der Firma als Mammuthpumpen bezeichnet werden, näher eingehen.

In Fig. 26 und 27 ist eine Pumpe dargestellt, die von der Firma A. Borsig dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Berlin in dankenswerther Weise zur Verfügung gestellt worden ist, und die auch mit bei den Versuchen benutzt wurde. Die Pumpe fördert aus einem 30 m tief niedergetriebenen Rohrbrunnen von 156 mm Durchmesser, in welchem das Grundwasser in

[1]) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses 1885.

der Regel 4 m unter Erdoberfläche steht. In dieses Bohrrohr ist die Mammuthpumpe eingehängt, die aus dem glatten Steig- oder Förderrohr *A* und dem sogen. Fussstück *B* besteht, in das die Druckluft durch das Luftrohr *D* eingeführt wird. Das Fussstück ist so gebaut, dass die Luft am ganzen Umfange dem Förderrohre zuströmen kann. Luft- und Steigrohr liegen dicht neben einander, damit das zu ihrer Aufnahme bestimmte Brunnenrohr möglichst kleine Durchmesser erhält. Die Rohre sind mittels einer gusseisernen Schelle befestigt, die sich auf den oberen Rand des Bohrrohres aufstützt. Bei der Versuchspumpe ist ein Stück des eisernen Förderrohres über dem Erdboden durch Glasrohr ersetzt, damit man das aufsteigende Wasser- und Luftgemisch beobachten kann. Das Förderrohr giesst in einen Behälter frei aus.



Fig. 27

Sobald man Druckluft von einer Spannung entsprechend der Höhe der über dem Fussstück stehenden Wassersäule in das Luftzuführungsrohr eintreten lässt, sieht man die Wassersäule im Förderrohre aufsteigen, und zwar zunächst nahezu luftlos. Es bildet sich augenscheinlich beim Austritt der Druckluft aus dem Fussstück im Förderrohr ein Luftkolben, der das Wasser vor sich her schiebt. Ist die Pumpe im Beharrungszustande, so ist das Wasser im Steigrohr mit kleinen Luftbläschen von der Grösse einer Erbse schaumartig gemischt. In gewissen Zwischenräumen wird dieses Gemisch von grossen Luftblasen durchsetzt, die den ganzen Querschnitt des Steigrohres erfüllen und sich durch das aufsteigende Wasser- und Luftgemisch hindurchdrängen. Hierdurch wird bedingt, dass die Geschwindigkeit des Wasser- und Luftgemisches veränderlich ist, denn, nachdem eine solche Luftblase hindurch getreten ist, sinkt das Wasser jedesmal etwas zurück, d. h. es vermindert seine Geschwindigkeit, was bei mässiger Förderung sehr deutlich zu sehen ist und den Eindruck erweckt, als ob das Wasser zeitweise zurückfiele. — Die treibende Kraft zum Heben des Wasser- und Luftgemisches im Steigrohr ist die Wassersäule ausserhalb desselben. Diese muss deshalb für eine bestimmte Förderhöhe eine bestimmte Grösse haben, d. h. die Eintauchtiefe des Wasserhebers richtet sich nach der Förderhöhe, auf welche das Gemisch von Wasser und Luft gehoben werden soll. Sie beträgt bei Wasser in der Regel das Ein- bis Anderthalbfache der Förderhöhe, was allerdings unter Umständen sehr tiefe Brunnen ergibt. Es ist dies jedoch nicht immer ein Nachtheil; z. B. bei Förderung von Wasser aus Bohrlöchern der Abessinierbrunnen, die meist mehr als 30 m tief sind, ist die Eintauchtiefe in der Regel ohne Weiteres zu erreichen.

Das Wasser lässt man aus dem Steigrohr frei ausfliessen, um es zu entlüften. Durch die innige Mischung mit der Luft wird ein Theil des im Wasser etwa enthaltenen Eisens

entfernt und das Wasser dadurch wesentlich verbessert. Immerhin wird aber die eigentliche Enteisenungsanlage dadurch nicht überflüssig.

Die Pumpe kommt in Betrieb, sobald Luft in genügender Menge und Spannung zugeführt wird; sie kann also durch einfaches Oeffnen eines Lufthahnes von einer Stelle aus in Gang gesetzt werden, die von der eigentlichen Pumpe weit entfernt ist. Dieser Vortheil kommt namentlich in Betracht, wo Wasser aus grossen Entfernungen herangeschafft werden muss, also wo sonst eine Maschinenstation an der Wasserentnahmestelle angelegt werden müsste. Dies ist z. B. der Fall bei der Anlage der Kammgarnspinnerei Zwickau, wo durch einen Wasser-

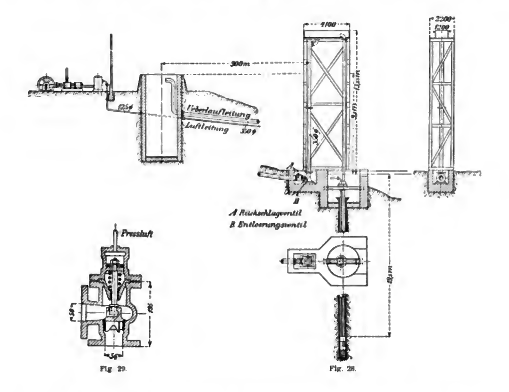


Fig. 29. Fig. 28.

heber 4 cbm Wasser pro Minute der Mulde entnommen und 9,2 m hoch nach der 900 m entfernten Spinnerei gefördert werden.

Die Anordnung dieser Anlage ist aus Fig. 28 ersichtlich. Da es nicht möglich ist, die Fernleitung unmittelbar an das Steigrohr anzuschliessen, weil das aus dem Förderrohr strömende Wasser erst noch zu entlüften ist, so muss in allen Fällen, wo es sich um die Fortleitung des von Mammuthpumpen geförderten Wassers auf grössere Entfernungen handelt, das Wasser aus dem senkrecht in die Höhe zu führenden Steigrohr in ein so hoch gelegenes, offenes Becken ausfliessen, dass es daraus durch Ueberfallleitung zur Verbrauchsstelle geführt werden kann. Da bei der Anlage in Zwickau das Wasser auf 9,2 m Höhe gefördert werden muss, ist das Ausgussbecken auf 13,25 m Höhe angebracht, um genügende Druckhöhe in der Ueberfallleitung zur Verfügung zu haben. Die zum Betrieb der Pumpe nöthige Druckluft wird in der Spinnerei

durch einen Dampfcompressor erzeugt und durch eine ebenfalls rd. 900 m lange Luftleitung dem Wasserheber zugeführt.

Damit im Winter, wenn die Pumpenanlage nicht in Betrieb ist, der nicht in die Erde eingebettete senkrechte Theil der Ueberfallleitung vor Einfrieren geschützt wird, ist an ihrer tiefsten Stelle ein selbstthätiges Entleerungsventil eingebaut, Fig. 29, welches so eingerichtet und mit der Druckluftleitung der Mammuthpumpe derart verbunden ist, dass es durch eine Feder geöffnet wird, sobald dort keine Pressung mehr herrscht. Um dabei zu verhüten, dass sich der wagrechte, in der Erde liegende Theil der Ueberfallleitung entleert, ist ein Rückschlagventil *A*, Fig. 28, angeordnet.

Aehnlich liegen die Verhältnisse bei der Anlage der Zuckerfabrik Glogau, Fig. 30, bei der das Wasser aus einem Arm der Oder, dem Schwarzgraben, nach der 430 m entfernten und rd. 15 m höher gelegenen Zuckerfabrik zu schaffen ist. Die Entnahmestelle am Fluss ist in

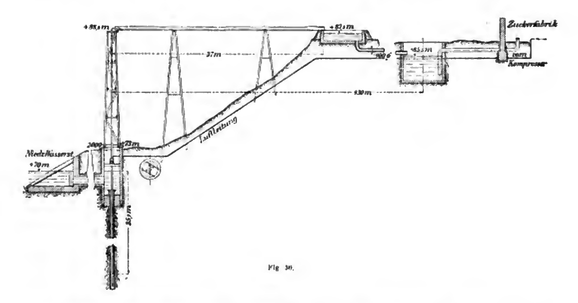


Fig. 30.

der photographischen Ansicht, Fig. 31, dargestellt. Am Ufer ist zunächst ein Schacht von 2 m Durchmesser aufgemauert, der durch ein Anlaufgerinne mit dem Fluss in Verbindung steht. Innerhalb dieses Schachtes ist ein Bohrrohr von etwa 26 m Tiefe und 650 mm Durchmesser niedergetrieben, um die nöthige Eintauchtiefe für die Mammuthpumpe zu schaffen. Wie bei der Zwickauer Anlage wird auch hier das Wasser zunächst hoch gefördert und durch eine oben offene Rinne geleitet, um die Luft zu entfernen. Von der Rinne gelangt es in einen Behälter, der mittels Ueberlaufleitung mit dem Sammelbrunnen der Zuckerfabrik verbunden ist.

Bei der Anlage in Glogau sind zwei Pumpen für je 3 cbm/min nebst zwei Luftzuführleitungen neben einander angeordnet. Diese Theilung ist mit Rücksicht auf die grössere Regulirfähigkeit vorgenommen worden, da es hierdurch möglich ist, durch Zu- und Ausschalten einer Pumpe sich dem wechselnden Bedarf besser anzupassen.

Während es bei gewöhnlichen Pumpen nur dann möglich ist, heisse Flüssigkeit zu fördern, wenn diese der Pumpe unter Druck zugeführt wird, die letztere also tiefer als der Flüssigkeitsspiegel zu setzen ist, bietet sich bei Verwendung von Druckluft-Wasserhebern hierbei nicht nur kein Hinderniss, sondern noch ein Vortheil. Die zugeführte Luft erwärmt sich im heissen Wasser, und da sie dabei ihr Volumen vergrössert, so erfordert die Förderung einen geringeren Luftaufwand als bei kaltem Wasser.

Ein solche Anlage ist in der Zuckerfabrik Stendal ausgeführt worden, Fig. 32. Hier ist ein Bohrrohr niedergetrieben, lediglich um die nöthige Eintauchtiefe zu gewinnen. Die Pumpe dient dazu, die heissen Wasser der Fabrik, die eine Temperatur von 90—95° haben, um 4,25 m zu heben. Bemerkenswerth ist bei dieser Anordnung, dass der Wasserspiegel in



Fig. 31.

dem Förderbrunnen durch einen Schwimmer auf gleicher Höhe gehalten wird, welcher den Dampfcompressor beim Ansteigen des Wassers selbstthätig in Betrieb und beim Sinken ausser Betrieb setzt.

Besonders günstig für den Betrieb mit Mammuthpumpen liegen die Verhältnisse, wenn grosse Saughöhen überwunden werden müssen. Die Anwendung gewöhnlicher Pumpen macht es in diesem Falle nöthig, geräumige Schächte herzustellen, in welche die Pumpmaschine so tief einzubauen ist, dass die Saughöhe auf normale Verhältnisse verringert wird. Die Herstellung dieser Schächte und der Einbau dieser Maschinen, bei denen häufig Gestängeantrieb verwendet werden muss, also nur geringe Umlaufzahl zulässig ist, erfordert erhebliche Kosten, die bei der Anwendung der Mammuthpumpe entfallen, da gerade diese ihrer Bauart nach sich vorzüglich für solche Fälle eignet. An Stelle des kostspieligen Schachtes ist ein Bohrrohr niederzutreiben,

in welches einfach die Pumpe eingehängt wird. Der Unterschied in den Anlagekosten wird noch beträchtlicher, wenn das Wasser ohnedies durch Rohrtiefbrunnen beschafft werden muss.

Bei den Druckluft-Wasserhebern sind Ventile, Klappen, Membranen, kurz alle beweglichen, dem Verschleiss unterworfenen Theile gewöhnlicher Pumpen entbehrlich, und darin liegt mit ihr grosser praktischer Vortheil. Die gewöhnlichen Tiefbrunnenpumpen leiden z. B. in der Regel dadurch, dass ein feiner, thoniger Sand gefördert werden muss, der nach verhältnissmässig kurzer Betriebszeit Packungen, Pumpenkolben und Ventile stark angreift, so dass häufige Betriebsstörungen und Ausbesserungen unvermeidlich sind. In einem solchen Falle ist bei den Druckluft-Wasserhebern, bei denen der ganze Querschnitt des Förderrohres frei bleibt

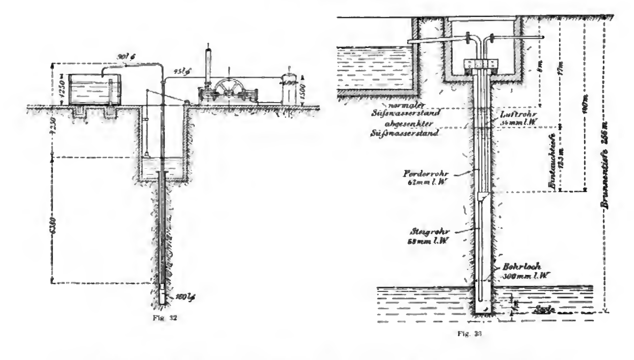


Fig. 32 Fig. 33

und der Abnutzung unterworfene Theile gar nicht vorhanden sind, ein Versagen nahezu ausgeschlossen und eine fast vollkommene Betriebssicherheit gewährleistet. Die Abwesenheit von Ventilen, Klappen u. s. w. ermöglicht auch, Schlamm zu fördern, und in der That ist in Holland die Mammuthpumpe mit Erfolg zum Baggern verwendet worden.

Im Zusammenhang hiermit sind ferner erfolgreiche Versuche gemacht worden, Bohrrohre durch schwimmende Gebirge zu treiben. Beim Betriebe der Mammuthpumpe versinken die Bohrrohre zusehends im Schwimmsand, und ein dreizölliges Steigrohr fördert mehr, als drei Arbeiter wegzuschaffen im Stande sind.

Ebenso sind bereits in mehreren Anlagen die Druckluft-Wasserheber zum Fördern von Salzsoole, also einer Flüssigkeit mit grösserem specifischen Gewicht als Wasser, mit Erfolg verwendet worden. Bei der bekannten Eigenschaft der Salzsoole, Eisentheile stark anzufressen,

ist die Einfachheit der Mammuthpumpe ein grosser Vortheil, da die Luft- und Förderrohre ohne erheblichen Aufwand an Zeit und Kosten ersetzt werden können.

Für die Deutschen Solvay-Werke in Saaralben (Lothringen) sind allein zehn Pumpen ausgeführt, deren jede 217 ltr/min Soole von 1,2 specifischem Gewicht aus den Bohrlöchern auf 18 m Höhe fördert.

Die Gesammtanordnung geht aus Fig. 33 hervor. Die Soole führende Schicht befindet sich rd. 256 m unter Erdoberfläche. Ueber der Soole steht Süsswasser, in welches die Mammuthpumpe 123 m tief eingehängt ist. Diese grosse Eintauchtiefe ergibt sich aus dem Umstande, dass die das Förderrohr umgebende Süsswassersäule zuächst die specifisch schwerere Soole in dem an das Fussstück der Mammuthpumpe angehängten Steigrohr heben muss. Auf Wasser bezogen, ergibt sich eine rechnerische Förderhöhe der Pumpe von 70 m.

Versuche.

Nachdem aus den oben dargestellten Anlagen die mannigfache Verwendbarkeit der Druckluft-Wasserheber dargethan ist, wird man aus den an diesen Anlagen ausgeführten Versuchen sich ein Urtheil über die Eigenschaften dieser Pumpen bilden können. Obgleich diese Versuche bei weitem nicht ausreichen, um den Zusammenhang zwischen geförderter Wasser- und benöthigter Luftmenge, der Eintauchtiefe und Förderhöhe u. s. w. vollständig klar zu stellen, so sind sie doch bei Anlagen von so verschiedenen Verhältnissen vorgenommen, dass eine allgemeine Beurtheilung der Druckluft-Wasserheber möglich ist.

Die Versuche im Maschinenlaboratorium hatten zunächst den Zweck, Vergleichsergebnisse zu liefern zwischen der von der Firma A. Borsig gebauten sog. »Mammuthpumpe« mit glattem Steigrohr und der von einer andern Firma hergestellten »Wellrohrpumpe«, bei der das Steigrohr aus Wellblech gefertigt war. Die Wellen waren wagerecht angeordnet, so dass die Querschnitte des Steigrohres überall kreisförmig und nur von verschiedenen Durchmesser waren. Die Wellrohre sollten nach Angabe der ausführenden Firma unter sonst gleichen Verhältnissen eine grössere Wassermenge liefern als die glatten Steigrohre, indem die Wassertropfen dadurch verhindert würden, beim Aufsteigen des Luft- und Wassergemisches zurückzufallen. Wenn auch von vornherein zu erwarten war, dass die Anwendung des Wellrohres die Leistung eher verschlechtern würde, mussten doch die Versuche mit Rücksicht auf Patentverhältnisse durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wurde im Maschinenlaboratorium ein Dampf-Luftcompressor von 150 mm Durchmesser und 150 mm Hub des Luftkolbens aufgestellt, da der später endgültig aufzustellende grosse Verbundcompressor noch nicht zur Verfügung stand. Dieser kleine Ventilcompressor war als Fabrikwaare erzeugt und daher nicht von vollkommenster Bauart. Die Druckluft wurde, bevor sie der Mammuthpumpe zuströmte, durch einen Windkessel geleitet.

Der Durchmesser des auf 30 m Tiefe gebohrten Rohrbrunnens von 156 mm war ausreichend, um neben Steig- und Luftzufuhrrohr noch die Einführung einer Messlatte zu ermöglichen, damit die Höhe des Wasserstandes im Brunnen im Betriebe gemessen werden konnte. Ueber dem Brunnen war ein Gerüst von 10 m Höhe errichtet und auf diesem ein Ausgussbecken angebracht worden, in welches das Steigrohr das geförderte Wasser ausgoss. Von diesem Becken führte eine Abfallleitung, die am unteren Ende mit einem Gummischlauch versehen war, das geförderte Wasser nach Belieben entweder in das Messgefäss von 2 cbm Inhalt oder

in eine mit dem Abflussrohr in Verbindung stehende Tonne. Diese Anordnung ermöglichte es, das geförderte Wasser, die Förderhöhe und die Eintauchtiefe im Beharrungszustande, d. h. dann zu messen, wenn der Wasserspiegel im Brunnen sich entsprechend der Wasserentnahme abgesenkt hatte. Steig- und Luftrohr der Pumpe waren an einem Flaschenzuge aufgehängt, und in das Luftzufuhrrohr war ein Kautschukschlauch eingeschaltet. In Folge dessen war es ausserordentlich leicht, die Eintauchtiefe und damit die Förderhöhe beliebig zu ändern.

Die Länge der Luftleitung zwischen Mammuthpumpe und Windkessel betrug etwa 15 m. Da in dieser Leitung mehrfach Kniestücke vorkamen, so wurde zur Beobachtung des Luftdruckes am Brunnen ein Manometer unmittelbar beim Eintritt des Luftzuführungsrohres in den Rohrbrunnen aufgesetzt.

Die zunächst ausgeführten Vergleichversuche wurden vorgenommen:

1. Mit einer Wellrohrpumpe, deren Steigrohr eine Höhe von 36,5 m, einen kleineren lichten Durchmesser von 70 mm und einen grösseren von 78 mm hatte;

2. mit einer Mammuthpumpe, deren Steigrohr gleiche Höhe (36,5 m) und eine dem kleineren Durchmesser des Wellrohres entsprechende lichte Weite, also 70 mm, hatte;

3. mit einer Mammuthpumpe von der gleichen Höhe des Steigrohres (36,5 m) und einer dem grösseren Durchmesser entsprechenden lichten Weite, also 78 mm.

Mit den drei Pumpen wurden je drei Versuchsreihen ausgeführt, die sich durch das Verhältniss von Förderhöhe zu Eintauchtiefe unterschieden. In jeder Versuchsreihe wurden drei einzelne Versuche angestellt, bei denen nur die in der Minute zugeführte Luftmenge verschieden war, während das Verhältniss von Förderhöhe zu Eintauchtiefe möglichst gleichbleibend gehalten wurde. Zur Berechnung der Luftmengen wurden die Umdrehungen des Luftcompressors durch einen Hubzähler bestimmt und an dem Luftcylinder Diagramme genommen, aus denen sich der volumetrische Wirkungsgrad ergab. Diese Berechnung wurde durch Messen der gelieferten Luftmenge geprüft und ergab hinreichende Genauigkeit; sie wurde deshalb auch bei anderen Versuchen zu Grunde gelegt. Die bei den Versuchen gewonnenen Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle I (S. 10) enthalten.

Diese Versuche ergaben zunächst, wie zu erwarten war, dass das Wellrohr nicht nur keine Verbesserung darstellt, sondern dass die Wirkung der Pumpe durch die Anwendung desselben wesentlich beeinträchtigt wurde. Es ist klar, dass das Wellrohr dem aufsteigenden Wasser- und Luftgemisch einen viel grösseren Widerstand entgegensetzt als das glatte Steigrohr der Mammuthpumpe. Während bei dem glatten Steigrohre der günstigste Wirkungsgrad zwischen der indicirten Compressorarbeit und der Leistung in Bezug auf gehobenes Wasser 45% betrug, ergab das Wellrohr unter sonst gleichen Verhältnissen nur 25,7%. Dementsprechend betrug bei diesem Versuche die gelieferte Wassermenge nur etwa die Hälfte des von der Mammuthpumpe geförderten Wassers.

Es muss allerdings hervorgehoben werden, dass die Bauart des Fussstückes der Wellrohrpumpe von derjenigen der Borsigschen abwich. Während es bei der letzteren aus Rothguss nach Fig. 26 ausgeführt war, hatte man sich bei der Wellrohrpumpe darauf beschränkt, die Luft in das Steigrohr durch einfaches Umbiegen des Luftrohres central eintreten zu lassen, Fig. 34. Um zu ermitteln, welchen Einfluss diese verschiedene Bauart der Fussstücke auf die

Tabelle I.

Versuch No.	Bezeichnung der Pumpe	Eintauchtiefe : Förderhöhe E : F	Förderhöhe F m	Eintauchtiefe E m	Geförderte Wassermenge l/min	Wirkl. Leistung in gehoben Wasser PSe	Luftmenge (b. atm. Press.) l/min	Ind. Luftcyl.-Arbeit PSi	Luftbedarf b. atm. Pressung pro Lit. Wasserförderung l	Wirkungsgrad zwisch. Arbeit i. geförd. Wass. u. ind. Compr.-Arbeit %
1	glattes		15,41	21,09	216	0,74	537,5	1,664	2,49	44,5
2	Steigrohr	4 : 3	15,63	20,87	315	1,094	909	3,156	3,17	34,7
3	70 mm		15,72	20,78	342,5	1,197	1294	4,3	3,78	27,9
7	desgl.		14,765	21,735	330	1,084	850	2,73	2,58	39,7
8	78 mm	4 : 3	14,805	21,695	350	1,154	968	3,39	2,76	34,1
9			14,98	21,52	400	1,332	1280	4,346	3,20	30,7
4			15,11	21,14	126	0,428	563,5	1,84	4,47	25,1
5	Wellrohr	4 : 3	15,54	20,71	133	0,46	955	3,08	7,18	14,9
6			15,565	20,685	140	0,484	1313	3,92	9,38	11,2
10	glattes		14,265	22,235	232	0,737	568	1,778	2,45	41,5
11	Steigrohr	3 : 2	14,74	21,76	339,5	1,111	1021	3,38	3,01	32,9
12	70 mm		14,795	21,705	360	1,183	1254	4,356	3,48	27,2
13			14,20	22,05	137,5	0,435	558	1,7	4,06	25,6
14	Wellrohr	3 : 2	14,59	21,66	143,6	0,464	987	3,178	6,87	14,6
15			14,605	21,645	152,2	0,495	1301	4,46	8,55	11,1
16	glattes		17,61	18,89	178	0,698	587,4	1,651	3,30	42,3
17	Steigrohr	1 : 1	17,94	18,56	257,5	1,026	992,5	2,93	3,85	35,0
18	70 mm		18,05	18,45	285	1,143	1330	4,216	4,67	27,2
22	desgl.	1 : 1	18,07	18,43	273	1,097	998	2,95	3,66	37,2
23	78 mm		18,11	18,39	307	1,235	1280	3,98	4,17	31,1
19			17,40	18,85	95	0,367	592	1,654	6,23	22,2
20	Wellrohr	1 : 1	17,465	18,785	108	0,42	946	2,878	8,76	14,6
21			17,49	18,75	120	0,467	1318	4,1	10,90	11,4

Leistung der Pumpe ausübt, beschaffte man für die Borsigsche Pumpe auch ein solches Fussstück und prüfte die Pumpe mit beiden Fussstücken unter sonst gleichen Verhältnissen. Es ergab sich hierbei, dass bei Zuführung grösserer Luftmengen, also auch bei grösserer Leistung der Pumpe, ein Unterschied nicht eintrat, dass aber bei normaler Wasserlieferung das Borsigsche Fussstück bedeutend überlegen war, indem es rd. 25% mehr Wasser lieferte. Diese Erscheinung dürfte ihre Erklärung dadurch finden, dass das Fussstück Borsigscher Bauart die Luft dem Steigrohr am ganzen Umfang zuführt und dadurch das im Steigrohr enthaltene Wasser vollkommen mit Luftblasen durchsetzt.

Fig. 34

Nach Beendigung dieser Versuche wurde in demselben Brunnen die endgültig im Maschinenlaboratorium verbleibende Mammuthpumpe von 78 mm Durchmesser des Steigrohres eingebaut, Fig. 26 und 27, wobei die Eintauchtiefe rd. 15 m und die Förderhöhe rd. 7,5 m betrug.

Mit dieser Pumpe wurden die in Tabelle II enthaltenen Versuchswerthe gewonnen, die insofern von Bedeutung sind, als es dabei möglich war, die zugeführten Luftmengen durch Verwendung eines zweiten Luftcompressors erheblich zu steigern.

Tabelle II.

Versuch Nr.	geförderte Wassermenge l/min	Förderhöhe F m	Eintauchtiefe E m	Luftmenge bei atm. Pressung l/min	Luftmenge pro Liter Wasser l
24	110	7,5	15	216	1,96
25	300	7,5	15	526	1,75
26	365	7,5	15	796	2,18
27	390	7,5	15	823	2,11
28	426	7,5	15	1255	2,94
29	440	7,5	15	1431	3,26
30	440	7,5	15	1580	3,59
31	440	7,5	15	1620	3,68
32	400	7,5	15	3000	7,50

Während es sich bei den vorstehend mitgetheilten Versuchen um verhältnissmässig geringe Wassermengen und mässige Förderhöhen handelte, wurden in den Anlagen zu Glogau und Zwickau solche mit grossen Wassermengen und in Brostowo und Saaralben solche mit grossen Förderhöhen ausgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Tabelle III enthalten.

Tabelle III.

	Versuch Nr.	Eintauchtiefe E m	Förderhöhe F m	Eintauchtiefe : Förderhöhe E : F rd.	Steigrohr-Durchmesser mm	Luftrohr-Durchmesser mm	geförd. Wassermenge l/min	wirkl. Leistung in gehob. Wasser PSe	volum. Wirkungsgrad der Compressoren	Luftmenge bei atm. Pressung l/min	mittlere Min.-Umdr. des Compressors	mittlerer Druck im Windkessel Atm	ind. Dampfcyl.-Arbeit PSi	ind. Luftcyl.-Arbeit PSi	Wirkungsgrad zwischen ind. Compr.-Arbeit und ind. Dampfcyl.-Arbeit %	Luftbedarf bei atm. Pressung pro Liter Wasserförderung l	Wirkungsgrad zwischen Arbeit in geförd. Wasser und ind. Compr.-Arbeit %	Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt in das Steigrohr m/sec
Zuckerfabrik Glogau	33	28,92	13,08	2 : 1	160	76	2106,0	6,13	0,92	6160	50	3,1	30,965	27,47	88,8	3,20	22,3	1,75
	34	28,31	13,69	2 : 1	160	76	2806,6	8,54	0,91	8000	65	3,05	40,43	35,12	86,9	2,85	24,3	2,32
	35	28,92	13,08	2 : 1	160	76	2925	8,5	0,92	9870	76	3,08	50,155	42,54	84,6	3	20,1	2,48
	36	28,92	13,08	2 : 1	160	76	3022	8,79	0,90	12120	99	3,32	70,645	59,16	83,6	4,01	14,8	2,51
Kammgarnspinnerei Zwickau	37	19,3	13,69	3 : 2	192	125	4070	12,1	0,90	11110	125	2,05	—	42	—	2,71	28,8	2,34
Gut Brostowo bei Friedheim	38	92,0	61,6	3 : 2	51	25	166	2,27	0,90	800	100	9,5	—	10,52	—	4,82	21,6	1,4
Solvay-Werke Saaralben . .	39	123,0	70,0	3 : 2	62	34	24,96	3,88	0,90	1280	100	12	—	19,4	—	5,12	20	1,3

Da die Luft auf dem Wege durch das Förderrohr expandirt, so war anzunehmen, dass sie angesichts der innigen Mischung dem geförderten Wasser Wärme entziehen würde. Dies wurde bei den Versuchen in Glogau bestätigt, wo es möglich war, die Temperatur des Wassers beim Eintritt und Austritt aus dem Steigrohr zu messen. Die Abkühlung war jedoch mit Rücksicht auf die grossen Unterschiede in der specifischen Wärme zwischen Wasser und Luft

sehr geringfügig; es wurde festgestellt, dass sich die durch die Pumpe gehobene Wassermenge von 2 cbm/min von + 3,5° auf + 2,5°, also um 1° abkühlte.

Beurtheilung der Versuchsergebnisse.

Aus den Versuchen geht zunächst hervor, dass die von den Druckluftwasserhebern bewältigte Wassermenge weite Grenzen zulässt. Die grösste bis jetzt ausgeführte Pumpe in Zwickau fördert 4 cbm/min. Der Vergleich zwischen den Versuchen 11 und 37, bei denen Förderhöhe und Eintauchtiefe annähernd gleich und nur die Grössenverhältnisse der Pumpen verschieden sind (minutl. 339,5 bezw. 4070 l), ergibt, dass die pro Liter geförderten Wassers benöthigte Luftmenge und somit auch der Wirkungsgrad in beiden Fällen nahezu übereinstimmen. Es darf daher angenommen werden, dass für alle Grössenverhältnisse bei Förderhöhen von 5 bis etwa zu 15 m pro Liter geförderten Wassers 2 bis 3 l Luft atmosphärischer Pressung zu rechnen sind.

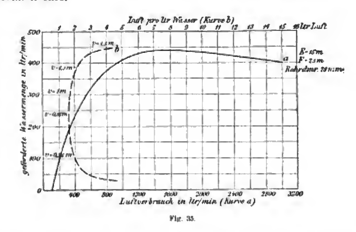


Fig. 35.

Dies wird auch durch die Versuche 33 und 34 (Glogau) bestätigt. Wenn jedoch hier der Wirkungsgrad ungünstiger ist, so liegt das an der gewählten grösseren Eintauchtiefe. Während die Förderhöhen bei Zwickau und Glogau nahezu gleich sind, sind die Eintauchtiefen um rd. 10 m verschieden; da die grössere Eintauchtiefe eine höhere Verdichtung der Luft bedingt und somit einen grösseren Arbeitsaufwand erfordert, ohne dass die Leistung der Pumpe in gleichem Maasse steigt, so erklärt sich hieraus der schlechtere Wirkungsgrad der Glogauer Anlage.

Es ist deshalb günstig, die Eintauchtiefe möglichst klein zu wählen. Es kann angenommen werden, dass in der Regel das Verhältniss von Eintauchtiefe zu Förderhöhe 1 : 1 bis 3 : 2 bei den Druckluftwasserhebern zweckmässig erscheint.

Mit zunehmender Förderhöhe steigt der Luftverbrauch, und dementsprechend sinkt der Wirkungsgrad. Bei der grössten bis jetzt ausgeführten Förderhöhe von über 60 m sind pro Liter geförderten Wassers rd. 4 bis 5 l Luft aufzuwenden.

Aus den Versuchen ergibt sich ferner, dass bei den Druckluftwasserhebern die geförderte Wassermenge mit Vergrösserung der zugeführten Luftmenge zunimmt. Es ist dies deutlich

aus der in Fig. 35 dargestellten Curve *a* zu entnehmen, die aus den Versuchen der Tabelle II (Hochschule) gewonnen ist. Dieses Diagramm lässt erkennen, dass die geförderte Wassermenge bei Steigerung der Luftzufuhr anfänglich bis zu einem gewissen höchsten Werth zunimmt, dann jedoch bei weiterer Steigerung der Luftmenge wieder abnimmt.

Dieser Verlauf der Curve ist auch bei grösseren Pumpen (siehe Fig. 36, Glogau) derselbe; indessen war es nur bei den Versuchen der Tabelle II möglich, soviel Luft zuzuführen, dass die Abnahme der Wassermenge thatsächlich festzustellen war. Bei den anderen Versuchen konnte die Luftzuführung nur bis zum wagerechten Verlauf der Curve gesteigert werden.

Die Curve *b*, Fig. 35, zeigt ferner, dass die wirthschaftlich **günstigste** Leistung bei **geringer** Beanspruchung der Pumpe erreicht wird. Der verhältnissmässig geringste Luftverbrauch wird hier bei der Förderung von 250 ltr/min mit 1,65 l Luft pro Liter Wasser erzielt; jedoch übersteigt der Luftverbrauch zwischen den Fördermengen von 50 und 400 ltr/min Wasser nicht 2,5 l Luft, so dass die Pumpe für diese Fördermengen benutzt werden kann, ohne ungünstig zu arbeiten.

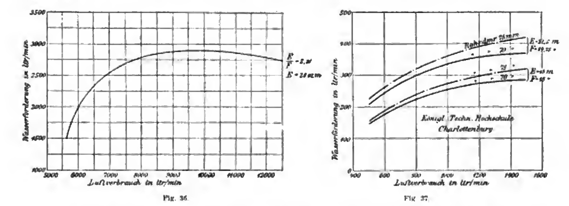


Fig. 36. Fig. 37.

Es ist daher möglich, bei dieser Pumpe von 78 mm Rohrdurchmesser die Wassermenge innerhalb ziemlich weiter Grenzen (50 bis 400 ltr/min) durch Verändern der zugeführten Luftmenge zu regeln, ohne dass das Verhältniss von Luft- und Wassermenge sich wesentlich von dem günstigsten Werth entfernt. Der Verlauf der Curve zeigt jedoch auch deutlich, dass eine Steigerung der Wassermenge über 450 ltr/min den Luftverbrauch sehr ungünstig beeinflusst.

Die Möglichkeit, die Wassermenge mittels der zugeführten Luftmenge zu regeln, ist, wie die Versuche dargethan haben, auch bei grösseren Pumpen vorhanden, jedoch liegen hier die Grenzen näher zusammen. So z. B. findet durch die Verdopplung der Luftmenge bei Glogau nur eine Steigerung bis auf 3022 l statt.

Der Einfluss des Rohrquerschnittes auf die geförderte Wassermenge unter sonst gleichen Verhältnissen hat nur bei einigen Versuchen der Tabelle I festgestellt werden können und ist aus dem Diagramm, Fig. 37, ersichtlich. Unter sonst gleichen Verhältnissen wird hier durch Vergrössern des Rohrdurchmessers von 70 auf 78 mm eine Mehrleistung an Wasser von rd. 1,2 % erzielt, während der Zuwachs an Rohrquerschnitt 20 % beträgt. Dies bestätigt, wie schon aus Curve *b*, Fig. 35, hervorging, die Thatsache, dass eine gering beanspruchte Pumpe am

günstigsten arbeitet. Die Beanspruchung darf jedoch wieder nicht unter ein gewisses Maass sinken, da dann der relative Luftverbrauch erheblich steigt.

Die in den verschiedenen Anlagen ermittelten Wassergeschwindigkeiten beim Eintritt des Wassers in das Steigrohr, also vor dem Fussstück, ergaben eine Geschwindigkeit von rd. 1,5 bis 2,5 m/sec. Diese Geschwindigkeiten wird man mit Rücksicht auf den günstigsten Wirkungsgrad klein zu halten haben; man bleibt daher jetzt, wenn irgend möglich, unter 1,5 m/sec.

Als günstigster Wirkungsgrad zwischen der indicirten Compressorleistung und der Leistung in gehobenem Wasser wurden bei Versuch Nr. 1 in Tabelle I 45 % ermittelt, ebenfalls bei geringer Beanspruchung der Pumpe (siehe Diagramm, Fig. 38). Bei Zunahme der geförderten Wassermenge sank der Wirkungsgrad herab bis auf etwa 28 %. Ebenso sinkt der Wirkungsgrad bei Förderung grösserer Wassermengen und bei Ueberwindung grösserer Förderhöhen, bei den letzteren schon deshalb, weil hier auch die Luftmengen erheblich zunehmen.

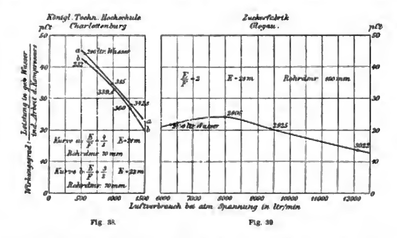


Fig. 38. Fig. 39.

So wurden bei der Zuckerfabrik Glogau, Fig. 39, als günstigster Werth 24 %, bei der Kammgarnspinnerei Zwickau 28 %, bei Brostowo 22 % ermittelt.

Allerdings waren die bei den Versuchen zur Verfügung stehenden Compressoren mittelmässiger Bauart. Bei Verwendung richtig gebauter Compressoren mit geringen Ventilwiderständen und von Verbundcompressoren bei grösseren Drücken würden die Wirkungsgrade noch um einige Procent besser werden; immerhin sind sie derart, dass die Druckluft-Wasserheber mit Vortheil angewendet werden. Dies ist namentlich der Fall, wenn es sich um die Förderung aus tiefen Bohrlöchern und um Wasserförderanlagen für Fernbetrieb handelt. Namentlich in letzterem Falle geben die Pumpen die Möglichkeit, einen ausserordentlich einfachen und sicheren Betrieb zu erzielen, der auch in Bezug auf den Wirkungsgrad erfolgreich mit anderen Kraftübertragungsanlagen in Wettbewerb treten kann.

Ein lehrreiches Beispiel dieser Art ist die Wasserversorgung der Stadt Oppeln. Hier treibt eine liegende Verbunddampfmaschine auf der einen Seite durch die verlängerte Kolbenstange des Hochdruckcylinders eine doppeltwirkende Hochdruckpumpe und auf der anderen

Seite durch die verlängerte Kolbenstange des Niederdruckcylinders einen Luftcompressor mit Schiebersteuerung an, der die Druckluft für den gemeinsamen Betrieb von fünf Mammuthpumpen liefert.

Während die Hochdruckpumpe das Wasser in den Hochbehälter hebt, haben die Mammuthpumpen die Aufgabe, das Wasser aus den Tiefbrunnen der Hochdruckpumpe zuzuführen. Aus jedem von den fünf Bohrbrunnen, die von der Maschinenstube in gerader Richtung in Abständen von 23 m für Brunnen I, 71 m für Brunnen II, 139 m für Brunnen III, 207 m für Brunnen IV und 275 m für den z. Z. noch nicht ausgebauten Brunnen V liegen, werden durch die Mammuthpumpen je 700 l Wasser in der Minute, also insgesammt 3500 ltr/min. entnommen.

Der natürliche Grundwasserstand im Zustande der Ruhe befindet sich bei allen fünf Brunnen 20 m unter Maschinenstubenflur. Bei einer Wasserentnahme von je 700 ltr/min senkt sich der Wasserspiegel in den einzelnen Brunnen um 2 m. Die Mammuthpumpen giessen in einen über jedem Brunnen aufgebauten Behälter aus, dessen Oberkante 6 m über Maschinenstubenflur liegt. Das gehobene Wasser fliesst von hier, nachdem es entlüftet ist, durch natürliches Gefälle den Rieselern einer Enteisenungsanlage zu.

Die gleichmässige Zuströmung von Druckluft zu den einzelnen Mammuthpumpen wird durch in den Brunnen angebrachte Schwimmer geregelt, welche die in die Luftabzweigungsleitungen eingeschalteten Drosselklappen bethätigen. Die ganze Anlage kam Anfang August 1897 in Betrieb und hat sich bisher gut bewährt.

Bei der Wasserversorgung der Zuckerfabrik Glogau hätte man das Wasser auch durch Pumpen gewöhnlicher Bauart beschaffen können, wenn man eine Saugleitung von 430 m Länge ausgeführt und die Pumpen auf der Fabrik in einem Schacht 8 bis 10 m tief angeordnet hätte. Das wäre bei der grossen zu beschaffenden Wassermenge in der Anlage kostspielig geworden. Wollte man daher die Ausführung des Schachtes vermeiden, so mussten Zubringepumpen an der Wasserentnahmestelle aufgestellt werden, die elektrisch oder mittels Druckluft zu betreiben waren.

Bei elektrischem Betrieb wäre es nöthig gewesen, am Ufer der Oder auf schlechtem Baugrund ein Pumpenhaus zu erbauen und gegen Hochwassergefahr zu sichern. Das hätte an sich schon ganz erhebliche Kosten verursacht. Hierzu kamen nun noch die Anschaffungskosten der Pumpen, die am günstigsten durch Drehstrommotoren hätten betrieben werden können. Wenngleich es möglich gewesen wäre, die Bauart der Pumpen so einzurichten, dass sie ohne Wärter von dem Krafthause in der Zuckerfabrik aus hätten in Betrieb gesetzt werden können, so wäre doch eine Wartung der Pumpen an der Wasserentnahmestelle nicht ganz zu entbehren gewesen. Der Wirkungsgrad der Anlage bei elektrischem Betrieb würde sich auf etwa 45 bis 50 % gestellt haben.

Hätte man an Stelle eines Elektromotors einen Druckluftmotor aufgestellt, so wäre die Anlage in Bezug auf Wartung und Betrieb wesentlich ungünstiger geworden. Der Wirkungsgrad der Druckluftanlage würde sich zu etwa 30 % berechnen, da Vorwärmung der Druckluft in der Pumpenstube natürlich ausgeschlossen gewesen wäre.

Die mit den Mammuthpumpen erreichte Wirthschaftlichkeit ist etwa dieselbe wie bei Verwendung von Druckluftmotoren. Die Druckluft-Wasserheber haben jedoch sowohl vor dem elektrischen wie vor dem Druckluftmotor-Betriebe neben dem Vortheile der viel grösseren Einfach-

heit noch den schätzbaren Vorzug, dass sie durchaus keiner Wartung zum Inbetriebsetzen und zur Unterhaltung bedürfen. Dies fällt um so mehr ins Gewicht, als es bei dem Zuckerfabrikbetrieb nicht auf grosse Dampfersparniss ankommt, da der Abdampf zu Heizzwecken verwendet wird.

Hierzu kommt noch, dass die Anlage von Druckluft-Wasserhebern in der Herstellung billiger wird. Der Bau kostspieliger Pumpenstuben fällt ganz weg. Es sind weniger Maschinen zu verwenden, in Folge dessen ist auch grössere Betriebssicherheit gewährleistet. Die bis jetzt mit der Anlage im Ganzen gemachten Erfahrungen rechtfertigen vollständig die Wahl der Mammuthpumpen.

Es ist nicht ausgeschlossen, dass es durch Verbesserung der Compressoren, durch geeignete Wahl der Eintauchtiefe, Förderhöhe und des Rohrquerschnittes gelingt, den Wirkungsgrad der Druckluft-Wasserheber noch etwas zu verbessern. Indessen dürfte schon jetzt feststehen, dass dieselben überall da ihre volle Berechtigung haben, wo es sich um Fernbetrieb und um möglichst grosse Betriebssicherheit und Einfachheit, sowie um Ueberwindung grosser Saughöhen handelt.

MITTHEILUNGEN
AUS DEM
MASCHINEN-LABORATORIUM
DER
KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZU
BERLIN.

III. HEFT

NEUERE ERFAHRUNGEN UND VERSUCHE MIT ABWÄRMEKRAFTMASCHINEN

VON

E. JOSSE
PROFESSOR
VORSTEHER DES MASCHINEN-LABORATORIUMS

MIT 20 TEXTFIGUREN.



MÜNCHEN UND LEIPZIG.
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.
1901.

Inhalt.

Anlässlich der Jahrhundertfeier der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin-Charlottenburg im Herbst 1899 habe ich in den »Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium«, Heft II,[1]) kurz über die von mir angestellten erfolgreichen Versuche berichtet, Kraftmaschinen durch Abwärme (in diesem Fall Abdampf) zu betreiben.

Durch diese Versuche war der Nachweis geliefert worden, dass es technisch möglich ist, durch Wärme, welche bis jetzt ihrer niederen Temperatur wegen für die Arbeitserzeugung nutzlos verloren gehen musste (Abwärme), mechanische Arbeit zu erzeugen, und die dabei erzielten Resultate liessen erkennen, dass die Arbeitsausbeute reichlich genug ist, um eine praktische und industrielle Verwerthung in Aussicht zu nehmen.

Das Ergebniss der eben erwähnten Versuche war die Veranlassung zur Bildung der Abwärmekraftmaschinen-Gesellschaft m. b. H., welche die in Betracht kommenden Patente erwarb und den Verfasser beauftragte, durch den Bau und die Untersuchung grösserer Maschinen die technische und wirthschaftliche Anwendbarkeit dieser neuen Kraftmaschinen zu erproben.

Seit September vorigen Jahres ist die erste 60—70 PS.-Abwärmekraftmaschine anstandslos im Betrieb, während eine zweite Maschine dieser Art von 175 PS. Mitte April d. J. bei den Berliner Elektricitätswerken in Gebrauch genommen wird.

Da die innerhalb eines Jahres gemachten Erfahrungen im Bau und Betrieb solcher Maschinen, sowie die ausgeführten zahlreichen Versuche jetzt ein massgebendes Urtheil über die Abwärmekraftmaschinen ermöglichen, gestatte ich mir in Folgendem Näheres darüber zu berichten.

Verfahren, mechanische Arbeit durch Abwärme zu erzeugen.

Bevor ich auf nähere Besprechung der ausgeführten Maschinen und der Betriebs- und Versuchsresultate etc. eingehe, dürfte es angezeigt sein, noch einmal kurz das Verfahren der Arbeitsgewinnung durch Abwärme zu erläutern.

[1]) Josse, Mittheilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin. Verlag von R. Oldenbourg, München.

Es ist bekannt, dass z. B. in den Ausstossproducten der Dampfmaschinen, in dem Abdampf bei Auspuffmaschinen oder im Kühlwasser des Condensators der grösste Theil der mit dem Frischdampf der Dampfmaschine zugeführten Wärmemenge wieder abgeführt werden muss, ohne für die Arbeitserzeugung nutzbar gemacht worden zu sein.

Die Möglichkeit, einen Theil der so verloren gehenden Wärme dadurch in Arbeit umzusetzen, dass man diese grosse Wärmemenge von niederer Temperatur, die bei Verwendung des gewöhnlichen hochsiedenden Arbeitsmittels (Wasserdampf) nicht mehr ausgenutzt werden kann, durch andere Arbeitsmittel mit niedrig liegenden Siedepunkten (Kaltdämpfe) verwerthet, ist von einigen schon längst erkannt und von vielen bestritten worden. Die wenigen, früher im Kleinen ausgeführten praktischen Versuche in dieser Richtung waren von fragwürdigem, jedenfalls ohne nachhaltigen Erfolg.

So einfach das neue Arbeitsverfahren an sich erscheint, so hat doch die befriedigende praktische Durchführung, die jetzt als gelungen zu betrachten ist, trotz der langjährigen Erfahrungen, welche bei den Eismaschinen mit den Kaltdämpfen vorliegen, der ernsten Arbeit von mehreren Jahren bedurft.

Es ist bekannt, dass in der gewöhnlichen Dampfmaschine die Expansion nur bis zum praktisch erreichbaren Vacuum (80—90%) heruntergetrieben werden kann. Hierbei herrscht im Condensator eine Temperatur von 60—45°, während das zum Niederschlagen des Dampfes benutzte Kühlwasser in der Regel eine Temperatur von 15° besitzt.

Das Gefälle zwischen Condensator- und Kühlwassertemperatur (60° auf 15°) ist durch die Dampfmaschine nicht ausnutzbar, wohl aber kann dasselbe verwerthet werden durch Flüssigkeiten, welche bei niederen Temperaturen sieden, resp. deren Dämpfe bei den in Frage kommenden Temperaturen schon erhebliche Drücke aufweisen.

Solche Flüssigkeiten kennt die Kältemaschinentechnik in dem Ammoniak, der schwefligen Säure etc. seit Jahren und benutzt dieselben im gewerblichen Betrieb ohne Anstände.

Bei den bis jetzt von uns gebauten Maschinen habe ich mit Vortheil schweflige Säure (SO_2) verwendet, da ihre Dampfspannungen bei den in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb solcher Grenzen liegen, welche constructiv leicht zu beherrschen sind, und sie weitere Vorzüge besitzt, die später erörtert werden.

Die z. B. bei der Abdampfverwerthung in Betracht kommenden Temperaturen und die denselben entsprechenden Condensatorspannungen und Drücke der SO_2-Dämpfe sind aus den in Fig. 1 dargestellten Curven zu entnehmen.

Die Angaben der Forscher weichen in Bezug auf die Dampfspannungen der SO_2 etwas von einander ab.

Bei einem Vacuum im Dampfmaschinencondensator von z. B. 80%, also einer Temperatur von 60°, haben die Schweflig Säure-Dämpfe einen Druck von 11 kg/qcm abs., bei der Kühlwassertemperatur von 15° einen solchen von 2,87 kg/qcm abs. Sie können deshalb in einem Arbeitscylinder, in dem sie von 11 auf 2,87 kg/qcm expandiren, Arbeit leisten.

Die zur Erzeugung der Kaltdämpfe im Dampfmaschinencondensator zur Verfügung stehende Wärmemenge ist erheblich, da in der Dampfmaschine im wesentlichen nur die der geleisteten Arbeit äquivalente Wärme, abgesehen von Strahlungsverlusten, verschwindet. Bei

dem geringen thermischen Effect der Dampfmaschine ist die im Condensator abzuführende Wärmemenge daher nur wenig kleiner wie die der Maschine im Frischdampf zugeführte.

Ebenso wie die im Abdampf der Dampfmaschinen enthaltene Wärmemenge können auch andere Wärmequellen, die wegen zu niederer Temperatur jetzt für die Arbeitserzeugung verloren gehen, durch die Kaltdämpfe zur Arbeitsleistung ausgenutzt werden, und daher kann man diese Maschinen mit Recht Abwärmekraftmaschinen nennen.

Im Anschluss an die Condensationsdampfmaschine ergibt sich der Arbeitsvorgang der Abwärmemaschine, wie in Fig. 2 dargestellt.

A ist eine Dampfmaschine, deren Abdampf in einem Oberflächencondensator B niedergeschlagen wird. Die Condensation erfolgt jedoch nicht durch Kühlwasser, sondern beispielsweise durch flüssige schweflige Säure unter gleichzeitiger Verdampfung derselben.

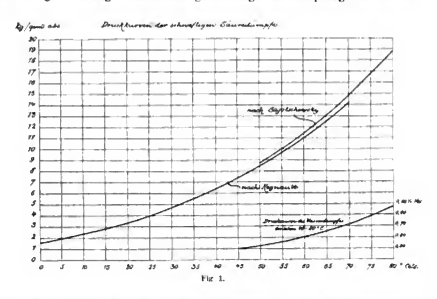


Fig 1.

Die so entwickelten SO_2-Dämpfe leisten in einem besonderen Arbeitscylinder C mechanische Arbeit, indem sie auf einen Druck herunter expandiren, der etwa der Temperatur des Kühlwassers entspricht.

Unter diesem Gegendruck werden die Dämpfe in einen zweiten Oberflächencondensator D befördert und dort durch Kühlwasser wieder verflüssigt.

Die flüssige schweflige Säure wird dann aus dem Condensator durch eine kleine Pumpe E in den Verdampfer zum Wiederbeginn des Kreislaufs zurückgebracht. Es findet somit, abgesehen von Verlusten durch etwaige Undichtigkeiten, kein Verbrauch des Arbeitsmittels statt.

Trotzdem der Vorgang sehr einfach erscheint, stellten sich der praktischen Durchführung jedoch erhebliche Schwierigkeiten in den Weg.

Für die Bauart der Maschine, der Oberflächenapparate, durch die grosse Wärmemengen mit möglichst geringen Temperaturverlusten zu übertragen waren, und der SO_2-Pumpe waren neue Bedingungen maassgebend, die nicht nur wesentlich von dem Dampfmaschinenbau, sondern auch von den Eismaschinen abwichen. Die Abdichtung der Kolbenstangen etc. musste

so vollkommen erfolgen, dass sowohl Verluste an schwefliger Säure, als auch namentlich der hierbei auftretende lästige Geruch vermieden wurden.

Die erste Versuchsanlage war s. Z. mit verhältnissmässig unvollkommenen Mitteln und ohne dass Erfahrungen vorlagen, gebaut und vom Frühjahr bis zum Herbst 1899 im Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule betrieben worden. Ueber diese Versuchsmaschine, sowie über die mit ihr gewonnenen Resultate habe ich im Heft II der »Mittheilungen« berichtet.

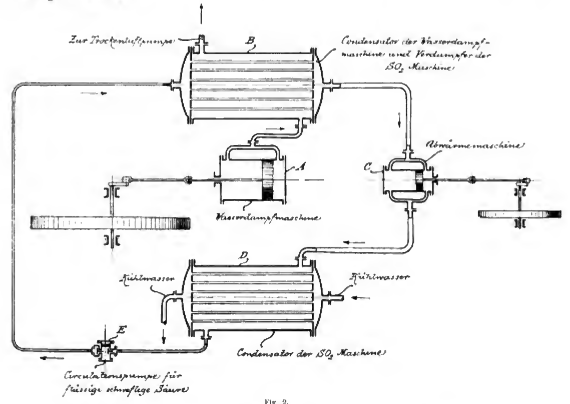


Fig. 2.

Wie in dieser Abhandlung ausgeführt ist, lässt sich die Abwärmemaschine an Dampfmaschinen auf zwei Arten anschliessen, einerseits, indem der Kaltdampfcylinder mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt wird, also auf dieselbe Kurbelwelle wie die letztere arbeitet, andererseits, indem die Kaltdampfmaschinenanlage für sich als besonderer Maschinensatz ausgeführt wird, den Abdampf von einer oder mehreren Dampfmaschinen ausnutzt, für die Dampfanlage also gewissermassen eine Arbeit liefernde Central-Condensation darstellt.

Neuere Abwärmekraftmaschinen.

60 PS.-Abwärmemaschine der Technischen Hochschule,

comb. mit einer Dreifach Verbunddampfmaschine für Lichtbetrieb.

Zum unmittelbaren Aufügen eines Kaltdampfcylinders eignete sich vorzüglich die im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule befindliche, für Lichtbetrieb und für Versuchszwecke gebaute Dreifach-Verbundmaschine von 150 effect. PS., welche in ihrer Gesammtansicht in Fig. 3 dargestellt ist und früher eingehend beschrieben wurde. (Siehe Mittheilungen, Heft 1, S. 36 und folg.)

Bei dieser Dampfmaschine, welche von der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei gebaut ist, sind der Hoch- und der Mitteldruckcylinder liegend in Tandemanordnung aufgestellt, während der Niederdruckcylinder stehend auf dieselbe Kurbel arbeitet wie die beiden anderen Cylinder.

Was die Dampfmaschine besonders für den mit dem geringsten Zeitaufwand auszuführenden Anbau des Kaltdampfcylinders geeignet machte, ist der Umstand, dass sie noch eine zweite Kurbel nebst Gestänge und Rahmen zum etwaigen Anschluss von Compressor- und Pumpencylindern besitzt, welche zeitweise zu Versuchszwecken angetrieben werden sollen (s. Fig. 3).

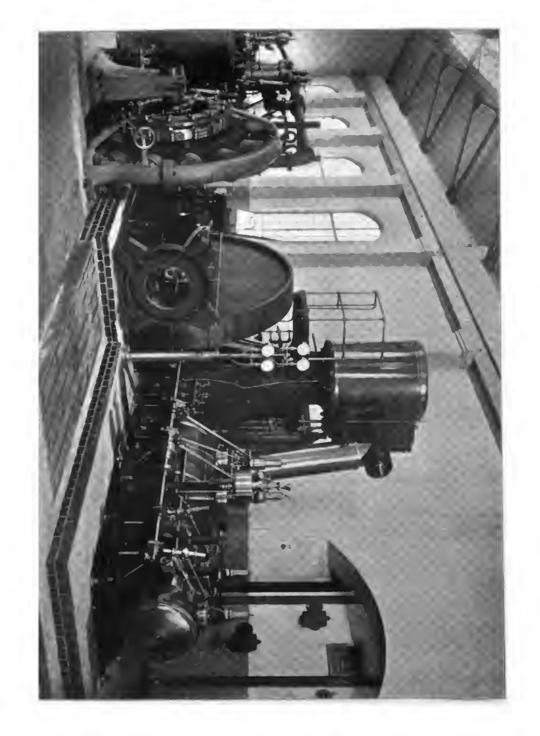
Ausserdem ist die Maschine mit vorzüglichen Versuchseinrichtungen versehen und kann mit überhitztem Dampf betrieben werden, der in einem besonders gefeuerten, neben der Maschine aufgestellten Ueberhitzer erzeugt wird. In der Regel erfolgt die Belastung der Maschine durch eine Dynamo.

An den freien Rahmen wurde der Kaltdampfcylinder angeschlossen, während an Stelle des vorhandenen, vor dem Niederdruckcylinder und dem Schwungrad angeordneten Oberflächencondensators der Dampfmaschine, der aus Fig. 4 ersichtlich ist, der Verdampfer und der Condensator der Abwärmemaschine aufgestellt wurden.

Die vorhandene als Kühlwasserpumpe benutzte elektrisch betriebene Centrifugalpumpe und die Trockenluftpumpe wurden auch für die neue Anordnung beibehalten.

Die Abmessungen der Dampfmaschine sind folgende:

Hochdruckcylinder Dmr.	270 mm
Mitteldruckcylinder Dmr.	430 »
Niederdruckcylinder Dmr	675 »
Gemeinsamer Hub	500 »
Normale Tourenzahl	150 p. Min.



Der angehängte Abwärmecylinder erhielt einen Durchmesser von 266 mm, bei gleichem Hub von 500 mm, und wurde von der Erbauerin der Dampfmaschine, der Görlitzer Maschinenbauanstalt A.-G., ausgeführt.

Durch das Hinzufügen des Kaltdampfcylinders war ein Zuwachs an Leistung von 35 bis 40% zu erwarten. Da die von der Maschine angetriebene Dynamo (Type F 800 der A. E. G.) sehr reichlich bemessen ist, so konnte ihr diese Ueberlastung zugemuthet werden. Thatsächlich hat die Dynamo zeitweise mehr als 40% über die Normalleistung geliefert.

Die an dem freien Rahmen angefügte Abwärmemaschine ist in Fig. 5 dargestellt, aus der ihre allgemeine Anordnung ersichtlich ist. Der Deutlichkeit halber ist die dahinter liegende, mit der Abwärmemaschine zu einem Ganzen zusammengebaute Dampfmaschine abgedeckt worden, so dass von derselben nur das Schwungrad zu sehen ist.

Der SO_2-Cylinder wurde nicht unmittelbar, sondern durch ein Zwischenstück mit dem Rahmen verbunden, um Platz für die mit besonderer Sorgfalt durchconstruirte lange Stopfbüchse der Kolbenstange zu schaffen.



Fig. 4.

Der Cylinder ist mit Ventilsteuerung versehen, welche indessen mit Rücksicht auf zuverlässige Abdichtung der Ventilspindeln eine von den Dampfmaschinen abweichende Bauart erhalten hat.

Es ist bekannt, dass sich die Stopfbüchsen oscillirender Stangen viel leichter dicht halten lassen als die hin- und hergehender. Der Antrieb der verticalen Ventilspindeln durch die Lenkstangen des Excenters erfolgte daher nicht unmittelbar und in derselben Achse, vielmehr wurden die Collmann'schen Oelbuffer nebst den Federn zum Schliessen der Ventile zwischen die vollständig geschlossenen Ventilgehäuse gesetzt und die Bewegung auf die Ventile mittels oscillirender Wellen und Winkelhebel übertragen. Die gleiche Anordnung wurde bei den Auslassventilen gewählt.

Für den Abwärmecylinder wurde eine kurze Steuerwelle angeordnet, die mittels Zwischenwelle und conischen Rädern von der Hauptsteuerwelle der Dampfmaschine angetrieben wurde.

Die Benutzung der schwefligen Säure gestattet die Verwendung jeden Materials für den ıu der mit ihr in Berührung kommenden Maschinentheile; also Gusseisen, Schmiedeeisen, ·once etc. können unbedenklich verwendet werden.

Der Kaltdampfcylinder ist aus Gusseisen hergestellt und für einen maximalen Betriebsuck von 15 kg/qcm berechnet. Derselbe hat keinen Heizmantel und ist nur mit Filz umben und mit einem Blechmantel umkleidet.

Eine besondere Ausbildung erforderte die Stopfbüchse der Kolbenstange.

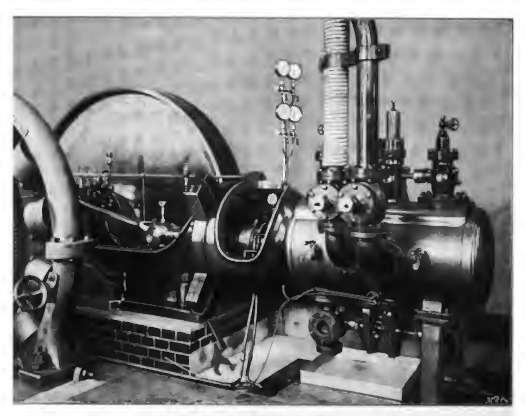


Fig. 5.

60 PS.-Abwärmemaschine d. Techn. Hochschule.

Diese Stopfbüchsen erfordern schon bei den mit viel geringeren Kolbengeschwindigiten und mit wesentlich niederen Spannungen arbeitenden Schweflig-Säure-Compressoren der smaschinen einige Aufmerksamkeit. Um so grösser waren die Schwierigkeiten bei den viel heren Drücken der Abwärmemaschine (bis zu 15 Atm.) und bei der hohen Tourenzahl von ehr als 150 pro Minute.

Es ist ein besonderer Vortheil der schwefligen Säure, dass sie eine schmierende Eigenhaft besitzt. Bei den früheren Versuchen im Maschinenlaboratorium habe ich die Abwärme-

maschine sogar mit um ca. 30° überhitzten SO_2-Dämpfen betrieben und dabei noch ohne jede Cylinderschmierung vorzüglichen Maschinengang erzielt.

Der Vortheil, die Cylinderschmierung bei der schwefligen Säure entbehren zu können, kommt wesentlich den Oberflächenapparaten zu Gute, die in ihrer Wärmeübertragungsfähigkeit selbst nach jahrelangem Betrieb nicht durch Ölansatz beeinträchtigt werden können, ein Vortheil, der bekanntlich auch bei den SO_2-Eismaschinen schon lange geschätzt wird.

Bei den Stopfbüchsen der Kolbenstangen kann man indessen Schmiermittel nicht ganz entbehren, da ja die Aufgabe der Packung darin besteht, das Durchtreten der SO_2 nach aussen zu verhindern, so dass in dem vorderen Teil derselben schweflige Säure überhaupt nicht mehr vorhanden sein darf, wenn die Abdichtung vollkommen sein soll.

Der dem Aussenraum zunächst liegende Theil der Packung kann daher nicht mit SO_2, sondern muss mit Fett geschmiert werden. Aufgabe des Constructeurs war es deshalb, die Stopfbüchse so auszubilden, dass das Mitnehmen des Fettes durch die Kolbenstange in den Cylinder verhindert wurde. Dies ist vollständig gelungen. Als der SO_2-Cylinder nach mehr als dreimonatlichem Betrieb geöffnet wurde, konnten nur Spuren von Fett in den Auslassventilgehäusen wahrgenommen werden. Der Cylinder selbst war so spiegelblank, wie er bei gut gewarteten Dampfmaschinen zu sein pflegt.

Auch beim Betrieb dieser Maschine ergab sich, dass die Condensation in dem SO_2-Cylinder auffallend gering war. Trotzdem keine besonderen Flüssigkeitsablasshähne am Cylinder vorhanden waren, wie in der Regel bei Dampfcylindern, haben sich beim Anlassen niemals die geringsten Schwierigkeiten ergeben. Die Maschine wurde in Betrieb gesetzt, ohne dass der Kaltdampfcylinder vorher angewärmt werden musste. Auch die Wartung der Abwärmemaschine erforderte nicht mehr Aufmerksamkeit, wie die einer Dampfmaschine.

Der Verdampfer und der Condensator der Abwärmemaschine wurden in der in Fig. 6 dargestellten Anordnung an der Stelle des vorhandenen Oberflächencondensators (siehe Fig. 4) vor der Dampfmaschine aufgestellt, während die Kühlwasser- und die Trockenluftpumpe des weggenommenen Dampfmaschinencondensators beibehalten wurden.

Der Entwurf der Oberflächenapparate musste vollständig neu durchgearbeitet werden.

Die Bauart der bei Eismaschinen üblichen Apparate konnte hier nicht in Betracht kommen, da die in der Stunde zu übertragenden Wärmemengen hier sehr viel grösser sind und man daher eine wesentliche Erhöhung der Oberflächenleistung erzielen musste, wenn man nicht übermässig umfangreiche und theuere Apparate herstellen wollte.

Man war daher gezwungen, die Bauart der Apparate so zu vervollkommnen, dass pro Quadratmeter Oberfläche und bei gleichem Temperaturverlust erheblich mehr Wärmeeinheiten pro Stunde übertragen werden konnten, wie dies bei den Eismaschinenapparaten gegenwärtig der Fall ist. Ausserdem musste der Zusammenbau der Apparate in viel gedrängterer Form erfolgen, als dies unter Beibehaltung der gewöhnlichen Construction der Eismaschinenapparate z. B. mit Kühlschlangenrohren erreichbar gewesen wäre.

Man war bei Schweflig-Säure-Eismaschinen immer bestrebt, die Anzahl der Dichtungen der Kühlrohre thunlichst herabzumindern und sie so anzuordnen, dass die Dichtungsstellen von dem Kühlwasser möglichst nicht bespült wurden, um Zerstörungen zu vermeiden, welche bei eventuellem Versagen der Abdichtung durch die Vereinigung von Wasser und schwefliger Säure eintritt.

ja bekannt, dass bei Zutritt von atmosphärischer Luft und besonders von Wasser Säure lebhaft zu H_2SO_3 oxydirt, welch letztere Metalle angreift.

; dies auch der wesentlichste Einwand, den man gegen die Verwendung der .ure bei Eismaschinen anführt.

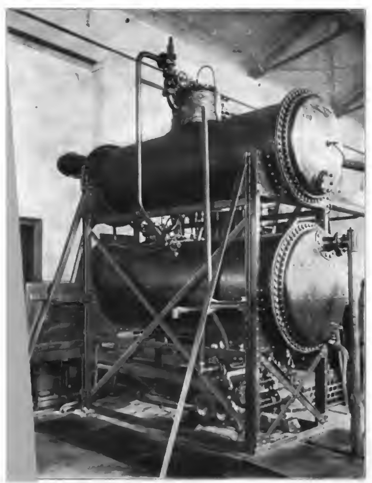


Fig. 6

Oberflächenapparate der 60 PS.-Abwärmemaschine.

ist es richtig, dass stark luft- und wasserhaltige schweflige Säure die Metalle sicher ist, dass wasserfreie schweflige Säure für Metalle ganz indifferent ist. ıen von Luft bei der Abwärmemaschine ist ganz unmöglich, da die in enden Spannungen sämmtlich über der Atmosphäre liegen.

heutige Technik im Stande, die Dichtungen der Apparate so sicher und ın, dass bei gutem Material und sorgfältiger Arbeit Zerstörungen durch nz ausgeschlossen sind.

Ich bemerke hierzu, dass die früheren Versuchsapparate in der Hochschule länger als ein Jahr mit SO_2 und Wasser gefüllt standen, ohne den geringsten Anstand ergeben zu haben, und dass die Apparate der neuen 60 PS.-Maschine der Hochschule seit Juli v. J., also 3/4 Jahr, gefüllt sind. Mehrfach vorgenommene Untersuchungen haben ergeben, dass die Apparate andauernd in vorzüglichem Zustande sich befinden.

Allerdings ist es nöthig, die Prüfung der Apparate auf Dichtheit nach der Herstellung mit anderen Mitteln vorzunehmen, als wie etwa bei Dampfkesseln, wo sie mit der Wasserdruckprobe erfolgt. Es mussten hier ebenso neue Untersuchungsmethoden und Verfahren herausgebildet werden, wie bei dem Bau der Apparate neue Wege einzuschlagen waren.

Bei der Bauart der neuen Oberflächenapparate der Abwärmemaschine ist auf die Anzahl der Dichtungen keine Rücksicht genommen, dieselben sind vielmehr auch unbedenklich so angeordnet, dass auf der einen Seite der Dichtungsstellen Wasser, auf der anderen Seite schweflige Säure sich befindet.

Nothwendig ist lediglich die Verwendung guten Materials, sorgfältige Herstellung und vor allen Dingen richtige Prüfung der Apparate.

Verdampfer und Condensator haben die Form von Cylindern von je 3 m Länge, und besitzen im Innern Rohrsysteme; der erstere hat bei einem inneren Durchmesser von 880 mm 70 qm wirksame Oberfläche, der letztere bei einem solchen von 1040 mm 160 qm wirksame Oberfläche.

Die Apparate sind ganz aus Eisen ausgeführt, was sich sehr gut bewährt hat. Zur Verwendung von Kupfer liegt keine Nothwendigkeit vor, wenn nicht das Kühlwasser säurehaltig ist.

Der Verdampfer ist für einen Arbeitsdruck bis zu 20 Atm., der Condensator für einen solchen bis zu 8 Atm. gebaut, um genügende Sicherheit zu bieten. Bei beiden Apparaten ist die Bauart derart eingerichtet, dass man, ohne die schweflige Säure aus den Apparaten herausnehmen zu müssen, sich jederzeit von dem Zustand der Dichtungen innerhalb der Apparate überzeugen kann, und dass diejenigen Theile der letzteren, welche Verschmutzungen während des Betriebes ausgesetzt sein können, d. s. beim Verdampfer die von dem Abdampf berührten und beim Condensator die von dem Kühlwasser benetzten Rohrwände, während der Betriebspausen leicht und bequem gereinigt werden können.

Um Theile der Rohrleitungen ausschalten und den Kaltdampfcylinder nachsehen zu können, ohne die SO_2 aus den Apparaten herauszunehmen, sind unmittelbar auf sämmtliche Stutzen der Apparate Ventile aufgesetzt.

Die in den Apparaten herrschenden, im Allgemeinen verhältnissmässig sehr niederen Temperaturen, sowie die vorkommenden geringen Temperaturunterschiede verursachen keine schädlichen Ausdehnungen, was für die Haltbarkeit der Dichtungen von grossem Einfluss ist. Die grösste Temperaturdifferenz von ca. 40° tritt im Verdampfer bei der Inbetriebsetzung auf. Im Betrieb selbst beträgt sie nur etwa 5—8°, trotzdem die Bauart der Apparate so getroffen ist, dass die Schweflig-Säure-Dämpfe um einige Grad überhitzt werden. Durch diese Anordnung kommt man mit einem geringen Dampfraum beim Verdampfer aus, ohne fürchten zu müssen, der Abwärmemaschine nasse Dämpfe zuzuführen.

Als Sicherheitsvorrichtungen sind bei beiden Apparaten Sicherheitsventile angebracht. Das Sicherheitsventil des Verdampfers bläst nach dem Condensator hin aus, während

das Sicherheitsventil des letzteren, welches nur für kaum wahrscheinliche Zufälle vorgesehen ist, in die freie Luft führt.

Die Versuche haben bestätigt, dass die Wärmedurchgänge im Verdampfer unter erheblich geringeren Temperaturverlusten vor sich gehen als im Condensator. Es konnten bei Ersterem pro Quadratmeter Oberfläche und bei gleichem mittleren Temperaturgefälle ca. die vierfache Anzahl Wärmeeinheiten übertragen werden wie im Condensator.

Infolge der eigenartigen Bauart des Condensators konnten jedoch annähernd die doppelte Anzahl Calorien unter sonst gleichen Verhältnissen als bei den Oberflächen-Apparaten der Eismaschinen durchgeleitet werden.

Die Versuchsresultate liessen ferner erkennen, dass die Apparate in ihrer Dimensionirung etwas zu reichlich angenommen waren, und dass bei Neuausführungen die Abmessungen, namentlich beim Verdampfer, eingeschränkt werden könnten.

Selbstverständlich lässt sich die Aufstellung des Condensators und des Verdampfers in Bezug auf die Maschine auch anders bewirken, als wie dies bei der Anlage in der Technischen Hochschule geschehen ist.

Es steht z. B. nichts im Wege, den Verdampfer zwischen Niederdruckdampfcylinder und Schweflig-Säure-Cylinder unter deu Fussboden zu legen, nach Art eines Zwischenbehälters, uud den Condensator entweder auf dem Dach des Maschinenhauses aufzustellen, wie dies bei Eismaschinenanlagen üblich ist, oder in einem Neben- oder Kellerraum unterzubringen.

Ich komme darauf später noch zurück.

Das Hinüberschaffen der im Condensator verflüssigten schwefligeu Säure nach dem Verdampfer erfolgt durch eine kleine Pumpe, die etwa mit der Speisepumpe eines Dampfkessels verglichen werden kann. Diese Pumpe erfordert eine besondere Bauart, um eine sichere Beförderung der flüssigen schwefligen Säure zu ermöglichen, da letztere die dem Condensatordruck entsprechende Temperatur besitzt und bei geringer Verminderung des Drucks sofort eine Verdampfung der Flüssigkeit und damit Versagen des Ansaugens eintritt. Besondere constructive Ausbildung bedingt auch die Druckleitung der Pumpe, um Flüssigkeitsschläge in derselben zu verhüten, da Druckwindkessel mit Luftfüllung nicht anwendbar sind.

Der Kraftbedarf dieser SO_2-Speisepumpe, die naturgemäss von der Abwärmekraftmaschine angetrieben werden muss, ist gering, derselbe beträgt etwa $^3/_4$% der gesammten Maschinenleistung. Die Pumpe wird bei der Maschine der Hochschule durch Excenter angetrieben und ist neben das Schwungrad unmittelbar auf das Fundament gesetzt.

Die Abwärmemaschine in der Technischen Hochschule ist seit Ende September vorigen Jahres mit wenigen kurzen Unterbrechungen im Betrieb. Irgendwelche Anstände haben sich während dieser sechsmonatlichen Betriebszeit nicht ergeben.

Theils sind zahlreiche Versuche ausgeführt worden, theils hat die Maschiue den elektrischen Strom für die Beleuchtung der Hochschule geliefert.

Beim Laden der Accumulatoren stieg die minutliche Umdrehungszahl der Maschine zeitweise auf 168, ohne dass Schwierigkeiten z. B. in den Dichtungen der Kolben- und Ventilstangen auftraten.

Die Regulierung der combinirten Dampf- und Abwärmemaschine entsprach allen Anforderungen, trotz des Hinzukommens des vierten Cylinders. Der Regulator der Dampfmaschine

beeinflusste nur die Füllung des Hochdruckcylinders, während der Verdampfer und der SO_2-Cylinder gewissermaassen die Rolle eines Zwischenbehälters resp. Niederdruckcylinders übernahmen.

Einzelne Schwierigkeiten in Bezug auf die Kolbenstangenabdichtung, die im Anfang noch aufgetreten sind, wurden vollständig behoben. Die Abdichtung sämmtlicher Theile ist tadellos erreichbar.

Lediglich die Lebensdauer der in die Stopfbüchse der Kolbenstange eingelegten Weichpackung ist noch nicht ganz befriedigend. Das Packungsmaterial muss jetzt noch nach etwa 14 bis 20tägigem Dauerbetrieb theilweise erneuert werden.

Es dürfte jedoch nur die Frage von einigen Wochen sein, bis auch dieser geringfügige, nicht ins Gewicht fallende Mangel behoben sein wird.

175 PS.-Abwärmemaschine der B. E. W.-Centrale Markgrafenstrasse.

Während bei der Anlage in der Technischen Hochschule der SO_2-Cylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Maschinensatz gekuppelt ist, besteht die jetzt nahezu betriebsfertige 175 PS.-Abwärmemaschine der Centrale der Berliner Electricitäts-Werke in der Markgrafenstrasse als selbständige Maschine für sich.

Die Centrale der Markgrafenstrasse ist bekanntlich die älteste der B. E. W. und hat verhältnissmässig kleine Maschineneinheiten. Es laufen dort stehende 360 PS. Verbundmaschinen, die von van den Kerkhove in Gent gebaut sind.

Die Maschinen haben noch erheblichen Dampfverbrauch (ca. 8,2 kg pro PSi. und Stunde), so dass voraussichtlich mit dem Abdampf einer Maschine eine Abwärmemaschine von ca. 175 PSi. betrieben werden kann.

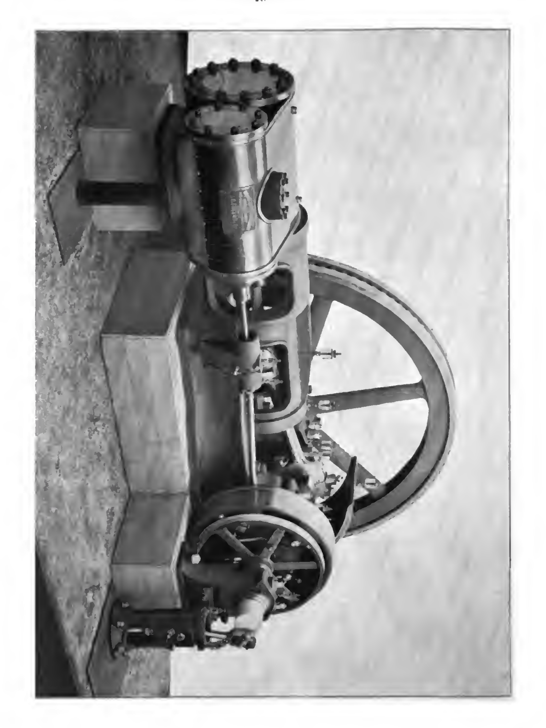
Die Abwärmemaschine ist von der Berliner Maschinenfabrik und Eisengiesserei vorm. J. C. Freund & Co. ausgeführt und dient zum directen Antrieb einer Dynamo, welche ebenso wie die anderen Dynamomaschinen auf das Kabelnetz der B. E. W. arbeitet. Die Maschine ist eincylindrig, hat 450 mm Cylinderdurchmesser, bei 500 mm Hub, und leistet bei $n = 130$ pro Minute 150 eff. PS. Die Bauart der Maschine ist aus Fig. 7 ersichtlich.

Der für die Aufstellung der Abwärmekraftanlage zur Verfügung stehende Raum ist sehr beschränkt, niedrig, ohne Luft und Licht, da unmittelbar darüber die Dampfkessel der Centrale aufgestellt sind. Dies dürfte aus den Fig. 8 und 9 hervorgehen, welche die Maschine und die Condensatoren im Maschinenraume montirt darstellen.

Wenn man sich trotzdem entschlossen hat, unter diesen ungünstigen örtlichen Verhältnissen die Anlage aufzustellen, so dürfte dies beweisen, dass man die Dichtheit der Apparate und der Maschine vollständig beherrscht.

Die Abwärmekraftmaschine hat einen kräftigen Gabelrahmen, an welchem der durch einen Fuss gestützte Cylinder angeschlossen ist. Der Rahmen ist mit einer Art Laterne versehen, um die lange Stopfbüchse aufzunehmen und bequem zugänglich zu machen.

Zur Dampfvertheilung ist nur ein Kolbenschieber angeordnet, der durch ein mit Achsenregulator verbundenen Excenter angetrieben wird. Eine Seite der gekröpften Kurbelwelle trägt die Kupplung zum Anschluss der Dynamowelle, auf der Anker und Schwungrad aufgesetzt sind.



Die Schweflig-Säure-Pumpe ist unter dem Fussboden aufgestellt und wird durch eine auf der Kurbelwelle ausserhalb eines besonderen Lagers sitzende Kurbel mittels Lenkstange angetrieben.

Der Achsenregulator hat im Wesentlichen nur das Durchgehen der Maschine bei etwaiger plötzlicher Entlastung zu verhüten und ist für eine beliebige maximale Füllung im Stillstand einstellbar, im Uebrigen aber greift er nur dann ein, wenn die normale Tourenzahl um einige Procent überschritten ist, indem er lediglich die Füllung vermindert.

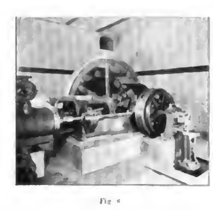


Fig. 8



Fig. 9

Eine eigentliche Regulirung findet nicht statt und ist unnöthig, weil die Dynamos der Dampfmaschine wie auch der Abwärmemaschine auf ein gemeinschaftliches Netz arbeiten und sich gegenseitig beeinflussen. Der Verdampfer der SO_2-Maschine spielt auch hier die Rolle eines Receivers und lässt etwaige Spannungsschwankungen der SO_2-Dämpfe in gewissen Grenzen zu.

Eine einfache Sicherheitsvorrichtung, welche das Durchgehen der Abwärmemaschine verhindert, würde für diesen Fall vollkommen genügen. Der Regulator wurde an der Maschine angebracht, um auch Versuche mit selbständiger Regulirung ausführen zu können.

Das etwaige Ansteigen des Druckes im Verdampfer über 15 Atm. wird durch Sicherheitsventile, welche nach dem Condensator ableiten, verhindert.

Es kommen ein Verdampfer und zwei Condensatoren zur Verwendung. Die Theilung des Condensators wurde nothwendig wegen der schwierigen Zugänglichkeit des Maschinenraums, da ein Apparat seiner Grösse wegen sonst nicht hätte eingebracht werden können.

Zum Wegschaffen des Condensats aus dem Verdampfer wird die Luftpumpe des vorhandenen Einspritzcondensators der Dampfmaschine benützt, indem durch dieselbe gleichzeitig mit dem Condensat noch etwas abfliessendes Kühlwasser mitangesaugt wird, damit die Pumpe, die als Trockenluftpumpe viel zu gross ist, besser gefüllt wird.

Diese Anordnung hat abgesehen von der Einfachheit, noch den Vorzug, dass bei event. Betriebsstörungen in der Abwärmemaschine durch einfaches Umschalten die Dampfmaschine mit Einspritzcondensation betrieben werden kann.

Für den SO_2-Condensator steht nur das sonst für die Dampfmaschine vorhandene Einspritzwasser als Kühlwasser zur Verfügung. Dasselbe wird, wie bei fast allen B. E. W. Centralen, aus Tiefbrunnen beschafft und hat eine gleichmässige Temperatur von ca. 10°.

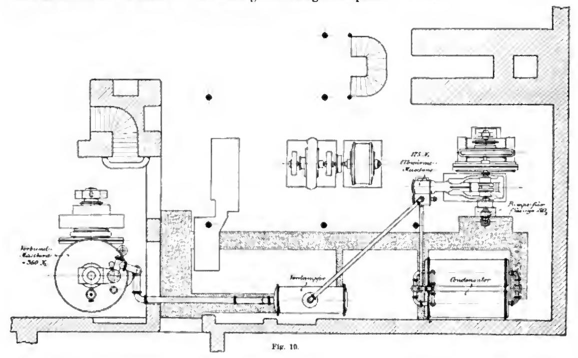


Fig. 10.

Die Gesammtanordnung der Abwärmemaschine mit den Oberflächenapparaten und der Dampfmaschine ergibt sich aus Fig. 10.

Versuchsergebnisse der Maschine der Technischen Hochschule.

Während der sechsmonatlichen Betriebszeit dieser comb. Dampf- und Abwärmemaschine wurde eine grosse Zahl von Versuchen ausgeführt, theils um die durch die Abwärmemaschine unter verschiedenen Verhältnissen hinzugewonnene Arbeitsleistung zu ermitteln, theils um die günstigsten Beziehungen der Dampfmaschine zur Abwärmemaschine und den geringsten Dampfverbrauch der combinirten Maschine festzustellen.

Die Versuche wurden theilweise bald nach der Inbetriebnahme der Maschine, vorzugsweise jedoch nach dreimonatlichem Betrieb ausgeführt, um wirkliche Betriebsresultate zu gewinnen.

Wesentlich erleichtert wurde die Durchführung der Versuche durch die an der Dampfmaschine und im Laboratorium vorhandenen vorzüglichen Einrichtungen.

Die Versuche wurden bei denkbar bestem Beharrungszustand der Maschine vorgenommen, nachdem dieselbe vorher 3 bis 4 Stunden im Betrieb war.

Die Belastung der Maschine erfolgte durch eine auf Glühlampen Widerstand arbeitende A. E. G.-Gleichstromdynamo F. 800, welche normal bei 150 minutlichen Umdrehungen 400 Amp. bei 240 Volt leistet und die zeitweise um 40% und mehr überlastet wurde, so dass der durch den Abwärmecylinder bewirkte Zuwachs an Leistung von der Dynamo aufgenommen werden konnte. Die geleistete electrische Energie wurde an dem gewöhnlichen Volt- und Ampèremeter der Schalttafel abgelesen.

Der Dampfverbrauch der Dampfmaschine resp. der Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine wurde ausschliesslich dadurch bestimmt, dass das aus dem Condensator der Dampfmaschine (Verdampfer der SO_2-Maschine) entfernte Condensat gekühlt und dann gewogen wurde.

Bei den Versuchen, bei denen das Condenswasser aus den Heizmänteln und Zwischenbehältern der Dampfmaschine nicht in den Verdampfer geleitet wurde, um die Wärme des heissen Condenswassers und die etwa durch die Condenstöpfe durchgehenden Dampfverluste dort auszunutzen, wurde dasselbe besonders gekühlt und gewogen.

Bei den Angaben über den Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine ist durchgängig der Umstand nicht berücksichtigt, dass der Abdampf aus dem Niederdruckcylinder der Dampfmaschine einen gewissen Wassergehalt besitzt. Die mitgetheilten Werthe sind daher für die practische Beurtheilung des Abdampfverbrauchs der Abwärmemaschine richtig, für die

thermische Berechnung des Verbrauchs an Wärmeeinheiten jedoch zu hoch, namentlich in den Fällen, in denen auch das Condenswasser der Mäntel etc. mit in den Verdampfer eingeführt wurde.

Es würde zu weit führen, sämmtliche mit der Maschine ausgeführten Versuche angeben. Es dürfte genügen, einige kennzeichnende Ergebnisse mitzutheilen. Dieselben sind aus nachfolgender Tabelle zu entnehmen, die alle wesentlichen Angaben enthält, und zwar als Mittelwerthe aus den alle 10 Minuten vorgenommenen Ablesungen und Indicirungen.

Vor der Inbetriebsetzung der Abwärmemaschine war die Görlitzer Dampfmaschine in guten Stand gesetzt worden, indem beispielsweise die Ventile nachgeschliffen wurden etc.

Um den Dampfverbrauch dieser Maschine möglichst herabzumindern, damit der durch die Abwärmemaschine auch bei vorzüglichen Dampfmaschinen noch zu erzielende Vortheil festgestellt werden konnte, wurde mit hoher Ueberhitzung (ca. 300°) gearbeitet. Bei den zunächst ausgeführten Versuchen (a, b und c) wurde die Spannung der SO_2-Dämpfe im Verdampfer so gewählt, dass bei einem noch guten Vacuum im Dampfmaschinencondensator die Diagramme des Abwärmecylinders einwandfrei waren.

Der bei diesen Versuchen erzielte günstigste Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein (Versuch b) betrug 5 kg pro PSi. und Stunde.

Die Abwärmemaschine leistete hierbei noch 34,2% der Dampfmaschinenarbeit.

Der Dampfverbrauch pro PSi. und Stunde der combinirten Maschine reducirte sich in Folge der hinzu gekommenen Leistung des Abwärmecylinders bei diesem Versuch auf 3,74 kg, die beiden anderen Versuche weichen nur wenig davon ab.

Dieses Resultat muss als hervorragend günstig bezeichnet werden, namentlich wenn man in Betracht zieht, dass die untersuchte Maschine nur eine Gesammtleistung von 218 PSi. entwickelt hat.

Zum Vergleich möge angeführt werden, dass die neuen in der Centrale Luisenstrasse der B. E. W. aufgestellten 3000 PS.-Dampfmaschinen bei der gleichen Ueberhitzung von 300° pro PSi. und Stunde 4,3 kg Dampf gebrauchen.

Demgegenüber ist der Verbrauch einer 200 PS.-Maschine mit 3,74 kg pro PS. und Stde. ein bedeutender Fortschritt.

Die Versuche wurden nach längerer Betriebszeit der Maschine im Februar wieder aufgenommen, um thatsächliche Betriebsresultate zu erhalten (Vers. 3 u. folg.)

Bei diesen Versuchen arbeitete die Dampfmaschine etwas ungünstiger wie früher. Nach den Versuchen vorgenommene Dichtigkeitsproben am Hoch- und Mitteldruckcylinder ergaben, dass die Ventile derselben nicht mehr ganz dicht waren.

Da die Maschine in der den letzteren Versuchen vorhergehenden Betriebsperiode mit überhitztem Dampf betrieben worden war, um gleichzeitig Erfahrungen über das Verhalten der Dampfmaschine beim Dauerbetrieb mit hoher Ueberhitzung zu gewinnen, so dürften die später festgestellten Undichtigkeiten der Ventile auf die Verwendung des überhitzten Dampfes zurückzuführen sein. Aehnliche Erfahrungen sind auch bei den grossen Maschinen der B. E. W. mit hoch überhitztem Dampf gemacht worden.

Versuche an der Dampf-Abwärmekraftmaschine der Hochschule (Mittelwerthe).

Nr. des Versuchs	a.	b.	c.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
Datum des Versuchs	25. 10. 00	21. 11. 00	23. 11. 00	12. 2. 01	14. 2. 01	14. 2. 01	15. 2. 01	15. 2. 01	16. 2. 01	20. 2. 01	20. 2. 01	21. 2. 01	21. 2. 01
Zustand der Maschine	Dampfmaschine arbeitet mit 3facher Expansion									Dampfmaschine arbeitet mit 2facher Expansion			
	Wasser aus den Condenstöpfen in den Verdampfer geleitet							d. Abfluss geleitet	Wasser aus den Condenstöpfen in den Verdampfer geleitet				
	Frischdampf überhitzt								trocken gesättigt	Frischdampf überhitzt			
				mit hohem Vacuum								mit geringer Kühlwassermenge	mit halber Leistung
Tourenzahl pro Minute	139,6	136,3	143,5	137,4	115	145	118	148	149	137	148	137	146
Volt der Dynamo	210	189,5	210	191	209	212	231	230	230	208,5	235,8	210	230
Ampère der Dynamo	502	529	584	414,5	579	576,1	610	610	609,5	508,7	531	470	272
Wasserdampfmaschine — Temperaturen: Frischdampfeintritt	279°	309°	310°	306°	302°	304°	310°	301°	189,5°	332°	326°	332°	330°
Dampfdrucke: Eintrittsspann. Hdr. Cyl. kg qcm Ueberdr.	9,6	11,0	11,1	11	11	11	11	11,1	11	11,7	11,5	11	11
Dampfdrucke: Vacuum des Condensators in %	80	80,5	70	85	79,5	69	68,5	68,5	68,2	73	69,1	70,2	75,2
Indicirte Leistung PS.: Hochdruckcylinder	60	56	69,7	41,5	60,5	64,5	77,7	77,3	60,1	78,7	88	75	51,6
Indicirte Leistung PS.: Mitteldruckcylinder	44	36,3	43,8	31,8	43	41,7	43,1	45,7	48	—	—	—	
Indicirte Leistung PS.: Niederdruckcylinder	30	34,8	43,0	29,8	44	40,4	43,6	42,7	50,6	45	54,6	44,4	32,1
Indicirte Leistung PS.: **Ganze Maschine**	134	127,1	156,5	103,1	147,5	146,6	164,4	165,7	158,7	123,7	142,6	119,4	83,7
Dampfverbrauch in kg pro Std.: Condensat aus dem Verdampfer	749	637	853	661,5	898	904,5	967,5	805	1162	748	855	731	543
Dampfverbrauch in kg pro Std.: Condensat aus Mänteln und Receivern	—	—	—	—	—	—	—	166,3	—	—	—		—
Dampfverbrauch in kg pro Std.: Insgesammt	749	637	853	661,5	898	901,5	967,5	971,3	1162	718	855	731	543
Dampfverbrauch: **und PSi.**	**5,6**	**5,0**	**5,45**	**6.45**	**6,07**	**6,2**	**5.87**	**5.86**	**7,3**	**6,05**	**5.98**	**6,12**	**6,48**
Abwärmemaschine — Temperaturen: SO_2 Dampf-Cylindereintritt	55,6°	56,5°	66,5°	50,1°	59,5°	60,5°	68,9°	70,6°	67,5°	67,1°	68,6°	67,9°	61,1°
Temperaturen: SO_2 Flüssigkeit-Condensatoraustritt	19,0°	18,8°	19,8°	18°	20,3°	19,8°	20,0°	18,7°	21,1°	18,1°	19,4°	24°	18,4°
Temperaturen: Kühlwassereintritt	9,8°	9,9°	9,9°	10,1°	10,1°	10,1°	10,1°	10,1°	10,1°	10,1°	10,1°	10,0°	10,0°
Temperaturen: Kühlwasseraustritt	15,5°	15,7°	16,9°	15,7°	17,75°	17,4°	17,46°	16,7°	18,41°	16,25°	17,4°	24,8°	17,2°
SO_2-Ueberdrucke kg qcm: im Verdampfer	9,3	9,0	12,1	7,8	10	13,2	13,1	13,5	12,7	12,5	12,9	12,7	11,6
SO_2-Ueberdrucke kg qcm: im Condensator	2,2	2,35	2,45	2,28	2,5	2,5	2,55	2,4	2,71	2,34	2,44	3,25	2,31
Leistung PS: Indicirte	46	43,5	57,7	31,5	50,8	58,5	62,2	55,5	67	48,7	56,5	41,4	31,1
Leistung PS: **in % der H_2O-Maschine**	**34,4**	**34,2**	**37**	**30.5**	**34,5**	**40**	**37,9**	**33,3**	**42,1**	**39,4**	**39,5**	**34,6**	**37,2**
Abdampfverbrauch pro PSi und Std. kg — **Condenswasser der Mäntel und Receiver in den Verd. geleitet**	**16,3**	**14,6**	**14,8**	**21**	**17,65**	**15,47**	**15,6**	–	**17,4**	**15,4**	**15,1**	**17.7**	**17,45**
Condenswasser der Mäntel und Receiver in den Abfl. geleitet	—	—	—	—	—	—	—	**14,5**	—	—	—	—	—
Combinirte Maschine — Leistung PS.: Indicirte	180	170,6	214,2	134,5	198,3	205,1	226,6	221,2	225,7	172,4	199,1	160,8	114,8
Leistung PS.: Effective	154	146	180	116	177	179	206	205	204	153	183	144	91
Leistung PS.: Elektrische	143	136	167	108	165	166	192	191	190	144	170	134	85
Gesammtdampfverbrauch pro Stunde	749	637	853	661,5	898	901,5	967,5	971	1162	748	855	731	543
Dampfverbrauch pro PSi. und Stunde kg	**4,15**	**3,74**	**3.98**	**4,92**	**4,52**	**4,40**	**4.26**	**4,36**	**5,15**	**4,33**	**4,28**	**4,54**	**4,73**
Kühlwassermenge in l: pro Stunde insgesammt	—	53 000	59 500	—	56 500	51 500	56 400	57 300	60 500	55 200	54 800	23 800	37 000
Kühlwassermenge in l: pro Std. und Psi. der comb. Maschine	—	310	278	—	288	250	249	258	268	320	275	147	322
Mechanischer Wirkungsgrad: Elektrische Leistung / PSi	79,5	80,1	78	80,4	82,8	81	84,5	86	84,2	83,5	85,5	83,5	74
Mechanischer Wirkungsgrad: PSe.*) / PSi. %	85,5	86,2	83,8	87,5	89,1	87	90,8	82,5	90,5	89,8	92	89,8	79,5

*) Wirkungsgrad der Dynamo: 93 % angenommen.

Auch bei den Ventilen des Abwärmecylinders wurde eine geringe Durchlässigkeit constatirt, die auf nicht ganz exacte Führung der Ventile zurückzuführen ist. Daher ist auch der Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine etwas höher als bei den früheren Versuchen.

Bezüglich der bei den Versuchen zu wählenden Dampf-Condensator- resp. Verdampferspannung ging ich zunächst von der Ansicht aus, dass durch den Anschluss der Abwärmemaschine eine Verschlechterung der Dampfmaschine nicht eintreten dürfe, dass also die Dampfmaschine mit sehr gutem Vacuum arbeiten müsse, und dass hiebei das günstigste Gesammtresultat zu erzielen sei.

Es ist bekannt, dass die Dampfmaschinenfabriken bei ihren Garantieversuchen das Vacuum in dem Condensator möglichst auf 90% halten.

Es war deshalb zunächst anzunehmen, dass der durch die Abwärmemaschine erzielbare Gewinn nicht auf Kosten der Dampfmaschine erfolgen dürfe, indem man z. B. das Vacuum derselben verschlechterte, obwohl es doch eine bekannte Thatsache ist, dass gerade im Niederdruckcylinder der Dampfmaschinen, namentlich bei hohem Vacuum, die Cylindercondensation sehr erheblich ist.

In der Regel findet man, dass im praktischen Betriebe nur mit einem mittleren Vacuum von 80% gearbeitet wird, da 90% nicht überall erreicht werden und viele Ingenieure sind der Ansicht, dass das erstere Vacuum für die effectiv geleistete Arbeit das öconomischste ist. Es lag deshalb nahe, durch Versuche festzustellen, wie sich das Gesammtresultat der combinirten Maschine bei verschiedenen Vacuumspannungen verhält.

Zunächst wurde die Anlage mit dem besten Vacuum betrieben, bei dem der Abwärmecylinder noch die SO_2-Dämpfe wegschaffen konnte. Derselbe war unter Voraussetzung eines mittleren Vacuums von 75% dimensionirt worden, so dass die Dampf-Condensatorspannung nur so weit herunter genommen werden konnte, als der Kaltdampfcylinder bei seiner grössten Füllung die im Verdampfer erzeugten SO_2-Dämpfe noch aufnehmen konnte. Dies war bei 85% Vacuum und bei etwas verminderter Dampfmaschinenleistung der Fall.

Unter diesen Umständen ist Versuch 3 ausgeführt, bei dem durch den Abwärmecylinder trotz seiner grossen Füllung (geringen Expansion), noch 30,5% an Leistung hinzu gewonnen werden konnten.

Um jedoch des Vergleichs wegen wenigstens den Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein bei 90% Vacuum festzustellen, wurde noch ein weiterer (in der Tabelle nicht enthaltener) Versuch ausgeführt, bei dem die erzeugten aber durch den SO_2-Cylinder auch bei grösster Füllung nicht mehr aufgenommenen SO_2-Dämpfe durch Umströmung und Abdrosselung unmittelbar vom Verdampfer nach dem Condensator übergeleitet wurden. Bei diesem Versuch wurden bei einer Dampfmaschinenleistung von 175,7 PSi, 301° Ueberhitzung, 145 minutlichen Umdrehungen und 92% Vacuum 5,72 kg Dampf pro PSi und Stunde von der Dampfmaschine allein verbraucht.

Vergleicht man dieses Resultat mit Versuch 6, der mit 68,5% Vacuum, aber bei sonst nahezu gleichen Verhältnissen einen Dampfverbrauch der Dampfmaschine von 5,87 kg aufweist, so ergibt sich, dass durch die Verbesserung des Vacuums von 68,5% auf das erreichbar Günstigste von 92% der Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein von 5,87 kg auf 5,72 kg, also nur um 0,12 kg pro PSi und Stunde, heruntergeht.

Man sieht daraus, dass die Güte des Vacuums in den Grenzen von 70—90% von unwesentlichem Einfluss auf den specifischen Dampfverbrauch einer Dampfmaschine ist.

Die folgenden Vergleichsversuche wurden daher mit 80 resp. 70% Vacuum angestellt.

Die Resultate eines solchen Vergleichsversuchs sind unter 4 und 5 mitgetheilt. Bei diesen beiden Versuchen wurde die Maschine mit genau der gleichen Leistung und unter genau denselben Verhältnissen zuerst mit 80% und dann mit 70% Vacuum betrieben, so dass die Spannung der SO_2-Dämpfe im Verdampfer im ersteren Falle 10,0 kg und im letzteren Falle 13,2 kg Ueberdruck betrugen.

Trotzdem die Strömungsverluste in der Abwärmemaschine bei den höheren Spannungen der SO_2-Dämpfe in Folge ihres grösseren specifischen Gewichts etwas grösser sind, so ist das günstigste Gesammtresultat doch stets bei geringerem Vacuum erreicht worden. Während z. B. bei Versuch 4 mit 79,5% Vacuum der Dampfverbrauch der combinirten Maschine 4,52 kg pro PSi. und Stunde betrug, verminderte sich derselbe bei Versuch 5 mit 69% Vacuum aber unter sonst genau gleichen Verhältnissen auf 4,40 kg.

Der Versuch 6, der eine Wiederholung des Versuchs 5 mit etwas grösserer Gesammtleistung ist, ergab eine Verminderung des spec. Dampfverbrauchs der Dampfmaschine von 6,2 kg auf 5,87 kg und der Gesammtmaschine von 4,4 kg auf 4,26 kg.

Mehrere Controllversuche ergaben stets das gleiche Resultat, dass bei einem geringeren Vacuum (70%) der Dampfverbrauch der combinirten Maschine am günstigsten war.

Es ist dies ein bemerkenswerthes Ergebniss, das sich darauf zurückführen lässt, dass bei geringerem Vacuum, also kleinerem Temperaturgefälle im Niederdruckcylinder, die Condensationsverluste in dem letzteren erheblich abnehmen, während die geringere Leistung des Niederdruckcylinders durch die Mehrleistung des Kaltdampfcylinders nicht nur aufgewogen, sondern überboten wird.

Ob die günstigste Theilung gerade bei 68—70% Vacuum liegt, konnte durch die Versuche nicht ermittelt werden, da man mit dem Betriebsdruck im Kaltdampfcylinder nicht über 15 kg/qcm hinausgehen durfte.

Es ist nicht unmöglich, dass sich das Gesammtresultat noch etwas weiter günstig verändert hätte, wenn das Vacuum noch unter 70% heruntergebracht worden wäre.

Diese Versuche bestätigen von Neuem, dass die Cylinder-Condensation in der Kaltdampfmaschine sehr gering sein muss, da das Temperaturgefälle im Kaltdampfcylinder beim Arbeiten mit 70% Vacuum eher etwas grösser ist, wie im Niederdruckdampfcylinder. Sonst würde sich das bessere Gesammtresultat nicht erklären lassen.

Ich möchte hier erwähnen, dass die geringe Cylindercondensation im Abwärmecylinder schon bei der ersten Versuchsmaschine durch genau Untersuchung des Lieferungsgrades der Schweflig-Säure-Pumpe constatirt werden konnte.

Die bei den Versuchen 4 und 6 entnommenen Diagramme der Dampf- und Abwärmemaschine, sind auf gleichen Federmaassstab und auf den Niederdruckcylinder der Dampfmaschine bezogen in Fig. 11, resp. in Fig. 12 dargestellt.

Das Diagramm der Abwärmemaschine in den beiden Figuren ist einerseits dem Temperaturgefälle der combinirten Maschine entsprechend und auf das Niederdruckcylindervolumen

bezogen, unter das Niederdruckdiagramm gezeichnet und ausserdem rechts nach den wirklichen Drücken und dem thatsächlichen Cylindervolumen eingetragen. Diese Darstellung lässt den durch den Kaltdampfcylinder erzielten Arbeitsgewinn im Vergleich z. B. zu der Niederdruckcylinderleistung sehr leicht erkennen.

Eine genaue Beurtheilung der Dampfvertheilung der Maschine nach den aufgenommenen Indicatordiagrammen z. B. bei Versuch 6 ergibt sich aus den in Fig. 13 mitgetheilten Dampf- und den in Fig. 14 dargestellten Abwarmeindicatordiagrammen.

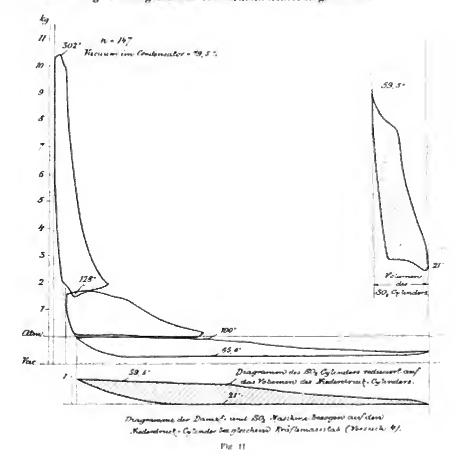


Fig 11

Wie ich schon in dem früheren Bericht hervorhob, ist der durch die Abwärmemaschine zu erzielende procentuale Gewinn von dem specifischen Dampfverbrauch der zur Verwendung kommenden Dampfmaschine abhängig. Dies wurde auch durch die neueren Versuche bestätigt.

Bei dem relativ grösseren Dampfverbrauch der Dampfmaschine in Veruch 8, wo mit gesättigtem Dampf gearbeitet worden war, stieg die Leistung des Abwärmecylinders im Vergleich zur Dampfmaschine auf 42,1 %.

Für die allgemeine Beurtheilung des durch die Abwärmemaschine zu erzielenden Arbeitsgewinns ist jedoch der Abdampfverbrauch derselben maassgebend.

Wichtig für den Abdampfverbrauch der SO_2-Maschine ist der im Verdampfer vorausgesetzte Druck resp. das im Condensator der Dampfmaschine angenommene Vacuum.

Aus der in Fig. 1 dargestellten Curve ergibt sich, dass schon geringe Temperaturveränderungen von mehreren Grad Druckveränderungen der SO_2-Dämpfe von mehreren Atmosphären bewirken.

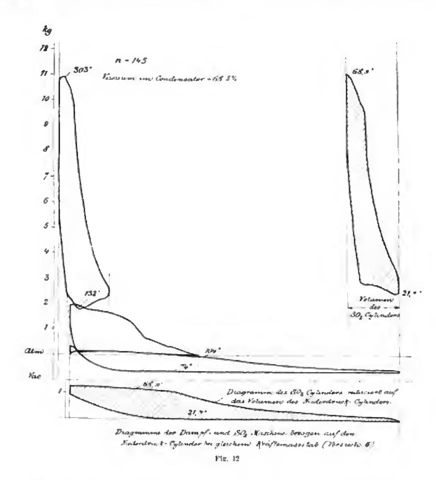


Diagramme der Dampf- und SO_2-Maschine bezogen auf den Niederdruck-Cylinder im gleichem Kräftemassstab (Versuch 6)

Fig. 12

Bei 80% Vacuum haben z. B. die SO_2-Dämpfe 11 kg/qcm abs. Spannung, bei 70% Vacuum schon 14 kg/qcm abs. Spannung. Im zweiten Falle wird daher der specifische Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine kleiner sein, als im ersten Falle.

Einen Vergleich in dieser Hinsicht ergeben die unter denselben Verhältnissen gemachten Versuche 4 und 5. Bei denselben wurde 1 PSi in der Abwärmemaschine allerdings unter Hinzurechnung des in den Verdampfer eingeleiteten und mitgewogenen Condenswassers aus den Mänteln und Zwischenbehältern auf je 17,65 resp. 15,47 kg Dampfverbrauch der Dampfmaschine erzielt.

Bei Beurteilung des Abdampfverbrauches der Abwärmemaschine ist ferner noch auf die bei der Strömung der SO_2-Dämpfe auftretenden grossen Spannungsabfälle hinzuweisen.

Das specifische Gewicht dieser Dämpfe ist namentlich bei den höheren Drücken viel grösser wie dasjenige des Wasserdampfs.

Daher sind auch die Spannungsverluste bei der Fortleitung der Dämpfe mit den bei Dampfmaschinen üblichen Geschwindigkeiten erheblich grösser.

Die bei der 60 PS. Abwärmemaschine noch vorhandenen Spannungsabfälle und die durch dieselben verursachten Arbeitsverluste sind aus den in Fig. 15 dargestellten Diagrammen zu erkennen.

Während der Spannungsabfall in der Auspuffleitung der Maschinen, also bei ca. 3,5 Atm. abs. gegenüber der Condensatorspannung nur 0,4 Atm. beträgt, so steigt derselbe bei einer Verdampferspannung von 10 Atm. Ueberdruck auf 2 kg/qcm und bei einer Verdampferspannung von 13 Atm. und derselben Tourenzahl auf nahezu 3 kg/qcm.

In Folge dessen sind auch die durch die Spannungsabfälle hervorgerufenen Arbeitsverluste (in den Diagrammen schraffirt angegeben) erheblich.

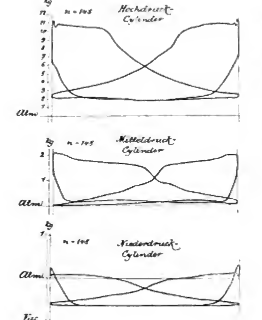


Fig. 13

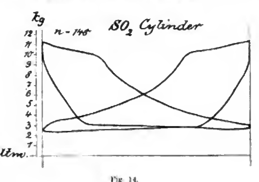


Fig. 14.

Dieselben betragen bei den mitgetheilten Diagrammen 16—24 %.

Die grossen Spannungsabfälle bei SO_2 Dämpfen waren schon bei der ersten Versuchsmaschine beobachtet worden und deshalb hatte ich bei der vorliegenden Maschine die Dampfgeschwindigkeiten zwischen Verdampfer und Cylinder geringer bemessen.

Die Versuche lassen jedoch erkennen, dass man hier noch nicht weit genug gegangen ist und dass man durch eine weitere Herabminderung der Dampfgeschwindigkeit in den Einströmungsquerschnitten und eventuell Einschaltung eines Volumens unmittelbar vor dem Cylinder die Spannungsverluste erheblich wird reduciren können.

Wenn trotzdem nach den vorliegenden Versuchen bei der hohen Tourenzahl von 150 pro Minute und bei einem guten Vacuum von 80 % mit der Abwärmemaschine 1 PSi pro Stunde auf je 14,6 kg Dampfverbrauch der Wasserdampfmaschine erzielt werden konnte, so ergibt sich hieraus ein Fortschritt gegenüber der ersten Versuchsmaschine.

Es kann daher angenommen werden, dass bei grösseren Abwärmemaschinen, bei denen sich die Condensationsverhältnisse im Kaltdampf-Cylinder aus demselben Grunde günstig verändern dürften, wie bei grossen Dampfmaschinen gegenüber kleineren und unter Voraussetzung eines guten Vacuums der Dampfmaschine und verminderter Spannungsabfälle der SO_2-Dämpfe 1 PSi. auf je 14 kg Dampfverbrauch p. Stde. erzeugt werden kann.

Dem bei den Versuchen ermittelten Abdampfverbrauch pro PSi. der Kaltdampfmaschine entspricht ein Aufwand von stündlich ca. 7800 Wärmeeinheiten, ein für das geringe Temperaturgefälle der Abwärmemaschine hervorragend günstiges Resultat, wenn man bedenkt, dass die zugehörige Dampfmaschine mit Ueberhitzung und 120° Temperaturgefälle etwa 3700 Cal. benöthigt.

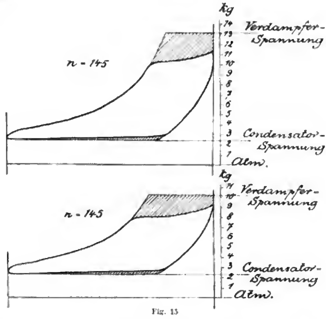


Fig. 15

Einen weiteren, wenn auch geringen Arbeitsgewinn ermöglicht die Abwärmemaschine durch die Ausnutzung der in dem heissen Condenswasser der Heizmäntel und Zwischenbehälter der Dampfmaschine enthaltenen Wärme. Es sind auch hier genaue Vergleichsversuche (6 und 7) angestellt worden, deren Ergebnisse in den Diagrammen Fig. 16 dargestellt sind.

Die schraffirte Fläche zeigt den erzielten Arbeitszuwachs des Kaltdampfdiagramms unter sonst gleichen Verhältnissen nach Hinleitung des Condenswassers in den Verdampfer.

Im praktischen Betriebe dürfte das Einleiten der Condenswasser in den Verdampfer sich als sehr zweckmässig erweisen, da die durch etwaige Undichtigkeiten der Condenstöpfe entstehenden Dampfverluste z. T. durch die Kaltdampfmaschine wieder ausgeglichen werden.

Man könnte gegen das Einleiten des heissen Condenswassers in den Verdampfer geltend machen, dass dasselbe mit mehr Berechtigung in die Kessel zurückgeführt werden müsste. Demgegenüber möchte ich hervorheben, dass das aus dem Verdampfer durch die Luftpumpe entnommene Condensat entsprechend der Condensatorspannung eine Temperatur von 60—70° hat und mit Vortheil unmittelbar zur Kesselspeisung verwendet werden kann.

Dies ergibt einen weiteren Vortheil der Dampf-Abwärmemaschinen gegenüber den gewöhnlichen Dampfmaschinen, der einer Kohlenersparniss von etwa 7% gleichkommt.

Denn bei gewöhnlichen Dampfmaschinencondensatoren wird, namentlich wenn ein Vacuum von 90% beliebt wird, das Condensat kalt abgeführt werden müssen.

Bei Verwendung von überhitztem Dampf in der Dampfmaschine wird der relative Abdampfverbrauch der Abwärmemaschine etwas geringer als bei Betrieb mit gesättigtem Dampf.

Dies ist auch erklärlich, da bei überhitztem Dampf die Condensation in der Dampfmaschine selbst geringer ist, mithin der Wärmewert des aus dem Niederdruckcylinder austretenden Abdampfes relativ grösser ist, als beim Betrieb mit gesättigtem Dampf.

Daraus dürfte hervorgehen, dass die Verwendung der Abwärmemaschine bei Dampfmaschinen mit Ueberhitzung nicht überflüssig, sondern wohl angezeigt ist.

Der Vortheil der Dreifach-Verbundmaschine bei Anwendung von hoch überhitztem Dampf ist fraglich, zum wenigsten sehr gering.

Es gibt Ingenieure, welche der Ansicht sind, dass man in diesem Falle mit einer Zweifach-Verbundmaschine dasselbe erreicht. Wenn man erwägt, dass bei unseren Versuchen bei 300° Ueberhitzung vor dem Hochdruckcylinder der Dampf beim Eintritt in den Mitteldruckcylinder immer noch eine Ueberhitzung von 20 bis 30° aufwies, so ist in der That anzunehmen, dass bei hoher Ueberhitzung eine Zweifach-Verbundmaschine nahezu ebenso günstig arbeitet wie eine dreifache.

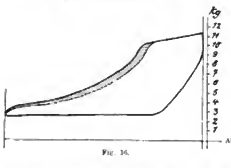


Fig. 16.

Um diese Verhältnisse durch Versuche aufzuklären, habe ich zeitweise bei der Dampfmaschine den Mitteldruckcylinder ausgeschaltet und den Dampf vom Hochdruckcylinder direct in den Niederdruckcylinder übertreten lassen.

Hierbei sind die Versuche Nr. 9 bis 12 ausgeführt worden.

Trotzdem das Cylinderverhältniss zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder dann nicht vollständig entspricht, da der Hochdruckcylinder zu klein ist, so konnte doch durch Verkleinerung der Füllung des Niederdruckcylinders und Verminderung der Gesammtleistung eine leidliche Dampfvertheilung erzielt werden. (Siehe Diagramm Fig. 17.)

Die Versuche ergaben, dass der Dampfverbrauch der mit überhitztem Dampf betriebenen Zwei-Cylindermaschine, trotz eines erheblichen Spannungsabfalles zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder genau derselbe war, wie bei der mit Ueberhitzung betriebenen Dreifach-Verbundmaschine.

Wenn man gegen die Verallgemeinerung dieses Ergebnisses einwendet, dass die Versuche mit einer verhältnissmässig kleinen Maschine ausgeführt sind, so dürfte doch jedenfalls feststehen, dass der Dampfverbrauch einer mit hoher Ueberhitzung arbeitenden Zweifach-Verbundmaschine, wenn nicht gleich, so doch nur sehr wenig grösser ist als einer Dreifach-Verbundmaschine. Demgegenüber ist die Verminderung des Dampfverbrauchs durch das Hinzufügung eines Abwärmecylinders so erheblich, dass es bei Verwendung von überhitztem Dampf

vollständig genügt bei combinirten Maschinen, die Dampfmaschine als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen, mithin eine Maschine zu schaffen, welche nicht mehr Cylinder enthält, als die jetzt übliche Dreifach-Verbundmaschine.

Kühlwasserverbrauch.

Gegen die Abwärmemaschine ist von vielen Seiten eingewendet worden, dass der Kühlwasserverbrauch derselben sehr viel höher sei, als bei Dampfmaschinen. Thatsächlich liegen die Verhältnisse folgendermaassen.

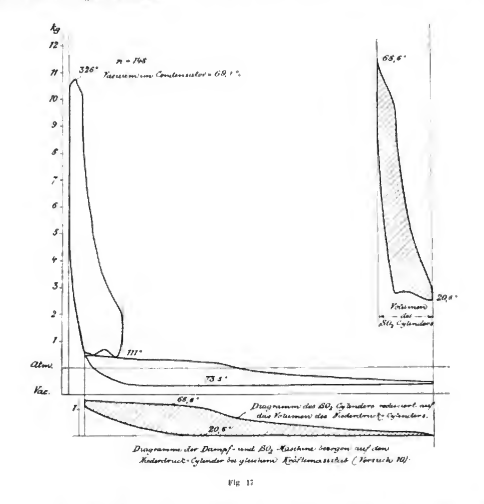


Fig 17

Die im Condensator der Abwärmemaschine durch das Kühlwasser abzuführende Wärmemenge ist kleiner, wie die im Condensator der zugehörigen Dampfmaschine abzuleitende, da ein Theil der Wärme des Abdampfes der Dampfmaschine in der Abwärmemaschine in Arbeit umgesetzt wird, und ein Theil durch das heisse Condensat aus dem Verdampfer abgeführt wird.

Ausserdem ist bei dem Vergleich des Kühlwasserverbrauches eine Dampfmaschine von einer Leistung in Betracht zu ziehen, welche der combinirten Dampf und Abwärmemaschine entspricht.

Die für die Abwärmemaschine nothwendige Kühlwassermenge ist in weiten Grenzen veränderlich.

Bei den Versuchen in der Hochschule wurde in der Regel die Kühlwassermenge benutzt, die von der vorhandenen Pumpe früher für die Dampfmaschine allein geliefert wurde. Dabei betrug die Temperaturzunahme des Kühlwassers, das aus Tiefbrunnen entnommen mit ca. 10° zufliesst, etwa 7°, die Abflusstemperatur also ca. 17°. Hierbei ergibt sich pro PSi und Stunde der combinirten Maschine ein Kühlwasserverbrauch von ca. 250 l. Der Kühlwasserverbrauch einer Dampfmaschine beträgt pro PSi und Stunde etwa 180 l, also $^1/_3$ weniger.

Nun ist ohne Weiteres einleuchtend, dass bei der geringen Temperaturzunahme des Kühlwassers während der Versuche einige Grad mehr oder weniger den Kühlwasserverbrauch bedeutend beeinflussen, während dieselben auf die Leistung der SO_2-Maschine von geringerem Einfluss sind.

Lässt man beim Kühlwasser der Abwärmemaschinen eine Temperaturzunahme von z. B. 10° zu, so ist der Kühlwasserverbrauch nicht grösser, wie bei Dampfmaschinen.

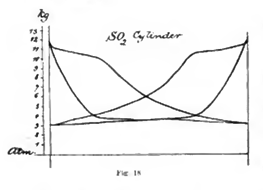


Fig. 18

Dass man aber auch mit wesentlich geringeren Wassermengen und verhältnissmässig hoher Abflusstemperatur (25°) auskommen kann, ohne die Leistung der SO_2-Maschine wesentlich zu verringern, ergibt Versuch 11, wo pro PSi. und Stunde nur 147 l Kühlwasser, also weniger als bei Dampfmaschinen gebraucht wurden.

Der Abdampfverbrauch der SO_2-Maschine betrug hierbei 17,7 kg gegenüber 15 kg bei grosser Kühlwassermenge, also nur wenig mehr.

Die bei Versuch 11 an dem SO_2-Cylinder abgenommenen Diagramme sind in Fig. 18 dargestellt. Man ersieht daraus, dass die Maschine noch günstig arbeitet; der Condensatordruck ging nur auf 3,2 kg hinauf.

In dem Fall, wo man eine mittlere Kühlwasserzuflusstemperatur von 15° zu Grunde legen will, wird bei 10° Zunahme die Abflusstemperatur 25° betragen. Die Kühlwassermenge wird in diesem Fall nicht grösser sein als wie bei Dampfmaschinen und die Verhältnisse werden in Bezug auf die Leistung nahezu dieselben sein wie bei Versuch 11.

Hat man Kühlwasser indessen reichlich zur Verfügung, so dürfte es in letzterem Fall angezeigt sein, den Kühlwasserverbrauch um 25% zu erhöhen.

Bei dem Vergleich mit Dampfmaschinen möge erwähnt werden, dass auch das bei den Abnahmeversuchen erwünschte Vacuum von 90% nur mit reichlichem und kaltem Kühlwasser erzielt werden kann.

In Fällen, in denen die Kühlwasserverhältnisse besonders ungünstig liegen (hohe Zuflusstemperatur, geringe Wassermenge) wird man selbstverständlich von Fall zu Fall untersuchen müssen, ob die Anlage einer Abwärmemaschine überhaupt angezeigt ist. Wie sich die Verhältnisse insbesondere bei Rückkühlanlagen gestalten, lässt sich ohne auf Versuche gegründete Erfahrungen schwer ermessen.

Der Kraftverbrauch der Kühlwasserpumpe des SO_2-Condensators ist ungefähr der gleiche, wie derjenige der Luftpumpe des Dampfeinspritzcondensators, die gleiche Kühlwassermenge vorausgesetzt. Die Kühlwassermenge ist bei Einspritzcondensation von der Vacuumspannung auf die Atmosphäre zu fördern (etwa 8 m Wassersäule), während sie beim SO_2-Condensator vielleicht auf 5 m angesaugt werden muss und 3 m Wassersäule für die Bewegungswiderstände innerhalb des Condensators zu rechnen sind, also ebenfalls 8 m Förderhöhe zu überwinden sind.

Grösse der Oberflächen-Apparate.

Für die Maschine der Technischen Hochschule waren die Oberflächen des Verdampfers und des Condensators mit Rücksicht auf die Versuche reichlich bemessen worden, die Einrichtung war jedoch so getroffen, dass die Oberflächen nach Bedarf verkleinert werden konnten.

Die Versuche haben in dieser Richtung ergeben, dass die Wärmeübertragung im Verdampfer sehr viel leichter und mit geringerem Verlust vor sich geht, wie im Condensator.

So betrug die Differenz zwischen der Temperatur des in den Verdampfer eintretenden Abdampfes und der Temperatur des in den Kaltdampfcylinder strömenden SO_2-Dampfes ca. 6 bis 7°, in denen also die Verluste im Verdampfer und der durch den Spannungsabfall bewirkte Temperaturverlust in der SO_2-Rohrleitung mit enthalten sind.

Es dürfte dieses günstige Ergebniss darauf zurückzuführen sein, dass die Wärmeübertragung dort bei höherer Temperatur vor sich geht und dass auf beiden Seiten der wärmeübertragenden Oberflächen Aggregatzustandsänderungen erfolgen.

Aus den Versuchen kann gefolgert werden, dass für den Verdampfer eine Oberfläche von 0,5—0,75 qm pro PSi. der Abwärmemaschine und für den Condensator eine solche von 2—2,5 qm vorzusehen ist.

Diese Dimensionirung setzt jedoch eine besondere Bauart der Oberflächenapparate voraus, vermöge der man die verhältnissmässig grosse Wärmeübertragung erzielt.

Ueber diese Bauart hoffe ich in einem späteren Bericht Mittheilungen machen zu können.

Anwendungsgebiet der Abwärmekraftmaschinen.

Abwärmemaschinen in Verbindung mit Dampfmaschinen.

Es ist wohl selbstverständlich, dass man die Abwärmemaschine weder bei kleinen Dampfmaschinenanlagen, noch bei solchen, die nur wenige tägliche Betriebstunden aufweisen, anwenden wird. Denn einerseits würde bei kleinen Anlagen und solchen mit geringer Betriebszeit die Kaltdampfmaschine eine gewisse Complication bedeuten, dem gegenüber die wirthschaftlichen Vortheile nicht in Betracht kommen, andererseits erfordert die Abwärmemaschine eine sachverständige Behandlung, welche bei kleinen Dampfmaschinenbetrieben in der Regel nicht vorausgesetzt werden darf.

Die Abwärmemaschine kann daher nur für mittlere und grössere Anlagen und solche, welche eine grössere tägliche Betriebszeit haben, in Frage kommen.

Wie ich schon Eingangs erwähnt habe, lässt sich die Anwendung der Abwärmemaschinen im Anschluss an Dampfmaschinen zur Ausnutzung des Abdampfes auf zwei Arten erreichen.

Bei der einen Anordnung baut man den Abwärmecylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Ganzen zusammen, wie dies bei der Maschine in der Technischen Hochschule ausgeführt ist, während man bei der anderen Anordnung die Abwärmemaschine als für sich bestehende selbständige Maschinenanlage ausführt, nach Art der Anlage in der Markgrafenstrasse.

Die Wege, die für den einheitlichen Zusammenbau der Abwärmemaschine mit einer neu zu bauenden Dampfmaschine einzuschlagen sind, wurden schon zum Theil in den Versuchsergebnissen besprochen.

Da man bei grösseren Dampfmaschinenanlagen heutzutage fast ausschliesslich überhitzten Dampf anwendet, so wird man denselben auch bei dem Bau einer combinirten Dampf-Abwärmemaschine, wie aus den mitgetheilten Versuchen hervorgeht, mit Vortheil vorsehen. Jedoch wird es in diesem Falle genügen, die mit der Abwärmemaschine zu combinierende Dampfmaschine lediglich als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen und als dritten Cylinder an Stelle des sonst üblichen Mitteldruckcylinders den Abwärmecylinder hinzufügen. Denn es dürfte als erwiesen angesehen werden können, dass bei Verwendung hochüberhitzten Dampfes eine Dreifach-Verbundmaschine im Vergleich zu einer Zwei-

Cylindermaschine keinen oder doch nur so geringen Vorteil bietet, dass er gegenüber dem durch den Abwärmecylinder erzielten Arbeitsgewinn nicht in Betracht kommt. (Siehe Versuche.)

Die Dampfcylinderverhältnisse müssen bei diesem Zusammenbau etwas anders wie jetzt üblich gewählt werden. Dadurch, dass man eine höhere Dampf-Condensatorspannung zu Grunde legen wird (ca. 0,3 Atm. abs. = 70% Vac.), fällt der Niederdruckcylinder dem Volumen nach erheblich (ca. 30%) kleiner wie bei gewöhnlichen Maschinen aus, während der hinzukommende Kaltdampfcylinder in Folge des hohen mittleren Druckes des SO_2-Diagramms (ca. 3,5 kg) an sich nicht nur einen kleinen Durchmesser, sondern in Folge des fortfallenden Heizmantels und

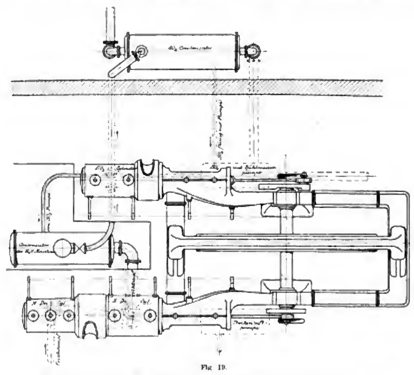


Fig. 19.

1600 PSi. comb. Dampf-Abwärmemaschine, M = $^{1}/_{100}$ (für Betrieb m. überhitzt. Dampf, n = 72).

der einfachen Steuerung auch erheblich geringeres Gewicht erhält und daher wesentlich billiger herzustellen sein dürfte als der wegfallende Mitteldruckcylinder.

Die **Steuerung** des Kaltdampfcylinders wird man so einfach wie möglich auszuführen haben, damit möglichst wenig Reparaturen an derselben vorkommen. Denn das Oeffnen der Schwefligsäurecylinder kann immer erst geschehen, nachdem die Dämpfe entfernt worden sind, ist daher mit Zeit- und SO_2-Verlust verbunden. Man wird bei richtiger constructiver Ausbildung und Einfachheit der Steuerung kaum nothwendig haben, den Cylinder zu öffnen.

Die Disposition einer nach den eben angedeuteten Gesichtspunkten gebauten combinirten Dampf- und Abwärmemaschine von normal 1600 PSi ist in den Fig. 19 und 20 dargestellt, aus denen das Nähere ersichtlich ist.

Der Verdampfer der SO_2-Maschine, der zugleich Condensator der Wasserdampfmaschine ist, wird kaum grösser als ein reichlich bemessener Receiver ausfallen und kann auch wie ein solcher bei Dampfmaschinen zwischen den Cylindern unter dem Fussboden untergebracht werden, während der Condensator in dem Maschinen- oder in einem Nebenraum oder auf dem Dach des Maschinenhauses, wie es die örtlichen Verhältnisse gerade gestatten, aufstellbar ist.

Eine solche combinirte Dampf- und Abwärmemaschine einschliesslich Schweflig-Säure-Pumpe und SO_2-Rohrleitung wird, wenn man das Wegfallen des Mitteldruckcylinders und eines Receivers und die kleineren Abmessungen des Niederdruckcylinders berücksichtigt, höchstens für denselben Preis herzustellen sein wie eine Dreifach-Verbunddampfmaschine normaler Ausführung mit Einspritzcondensation. Der letzteren gegenüber werden die Anlagekosten der combinirten Maschine allerdings durch die Anschaffungskosten des Verdampfers und des Condensators erhöht. Dagegen fallen aber die Anlagekosten für die Kessel- und die Ueber-

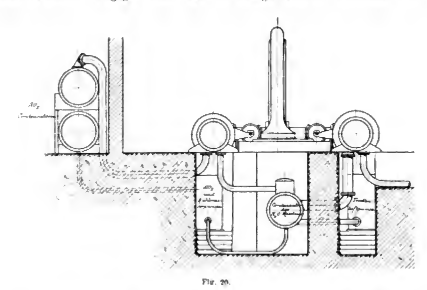


Fig. 20.

hitzeranlage in Folge des geringeren Dampfverbrauchs kleiner aus. Eine genaue Kostenberechnung ist in folgendem Kapitel gegeben.

Bei grösseren combinirten Maschinen derart von etwa 1200—2000 PS. dürfte man nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen auf etwa 3,3—3 kg Dampfverbrauch pro PSi und Stunde herunterkommen.

In erster Linie würde das System der combinirten Maschinen bei grösseren Neuanlagen, Licht- und Kraftwerken, Betriebsmaschinen und nicht zum wenigsten bei Schiffsmaschinen zur Anwendung kommen können. Namentlich bei letzteren liegen die Verhältnisse theoretisch in Folge des reichlich zur Verfügung stehenden Kühlwassers sehr günstig. Durch genauere Untersuchung wird indessen hierbei zu ermitteln sein, wie es mit den bei dem Schiffbau mit ausschlaggebenden Gewichtsverhältnissen steht. Der Vortheil der Abwärmemaschine wird bei Anlage mit wechselnder Belastung besonders hervortreten, da ein zeitweise ungünstigeres Arbeiten der Dampfmaschine durch den Kaltdampfcylinder theilweise wieder ausgeglichen wird.

Die andere mögliche Anordnung, die Aufstellung einer selbständigen Abwärmemaschine, gestattet die Vergrösserung und Verbesserung vorhandener Maschinenanlagen durch Hinzufügung einer neuen Maschine, welche ohne Mehraufwand an Dampf, d. h. ohne Vergrösserung der vorhandenen Kesselanlage, betrieben werden kann.

Welche Arbeitsleistung beispielsweise hierbei ohne Brennmaterialaufwand hinzugewonnen werden kann, mag daraus hervorgehen, dass bei den Centralen der B. E. W., wo gegenwärtig Dampfmaschinen mit einer Gesammtleistung von 142300 PS. aufgestellt sind, ca. 55000 PS. hinzugewonnen werden können, wenn man einen mittleren Dampfverbrauch von 5,5 kg pro PSi und Stunde annimmt, der eher noch zu nieder gegriffen ist.

Was die Regulirung dieser für sich aufgestellten Abwärmemaschinen anbelangt, so ergeben sich hieraus, falls dieselben auf eine Transmission oder bei Dynamobetrieb auf dasselbe Netz wie die Dampfdynamos arbeiten, gar keine Schwierigkeiten.

Liegen die Verhältnisse anders, so ist die Anwendung der Abwärmemaschine in der vorbezeichneten Form ebenfalls möglich, jedoch müssen dann für die Regulirung besondere Maassnahmen getroffen werden, die anzugeben über den Rahmen des vorliegenden Berichtes hinausgehen würde.

Abwärmemaschinenbetrieb durch Abgase von Kesselfeuerungen und Gasmotoren.

Wenngleich für den Betrieb von Abwärmemaschinen in erster Linie die Ausnutzung des Abdampfes in Betracht kommt, so ist doch nicht ausser Acht zu lassen, dass auch andere Wärmequellen für den Betrieb solcher Maschinen in Zukunft herangezogen werden können.

Die z. B. mit den Abgasen der Kesselfeuerungen aus dem Schornstein entweichende Wärmemenge beträgt selbst bei den besten Anlagen ca. 20—25% der durch die Verbrennung der Kohle erzeugten Wärme. Die hohe Temperatur der Kesselabgase wurde bis jetzt lediglich zur Erzeugung des Zuges im Schornstein, höchstens zur Speisewasservorwärmung sehr unvollkommen ausgenutzt. Nachdem jedoch in neuerer Zeit der künstliche Zug mit Vortheil angewendet wird, steht nichts im Wege, einen grossen Theil der jetzt durch den Schornstein entweichenden Wärme für die Arbeitsleistung durch die Abwärmemaschine nutzbar zu machen.

Ich habe kürzlich eine grössere Kesselanlage mit künstlichem Zug ausgeführt und hoffe in der Lage zu sein, in Bälde über die Verbindung einer solchen Anlage mit einer Abwärmemaschinenanlage und die erzielten Erfolge berichten zu können.

Durch die Ausnützung der in den Kessel-Abgasen enthaltenen Wärme mittelst einer schon vorhandenen Abwärmemaschinen-Anlage, welche ohne grossen Kostenaufwand erfolgen kann, ist man in der Lage, eine Wärmekraftmaschine herzustellen, welche in Bezug auf ihren thermischen Nutzeffect an denjenigen der Gasmaschinen heranreichen dürfte. Sind doch bei der kleinen Dampf-Abwärmemaschine der Hochschule bis zu 23% des im Dampf enthaltenen Wärme in Arbeit umgesetzt worden.

Ich glaube, dass bei einer solchen Anlage ein Dampfverbrauch von weniger als 3 kg pro PSi. und Stunde innerhalb des Erreichbaren liegt.

Auch die bei den Gasmotoren in den Ausstossproducten und im Kühlwasser nutzlos abgeführte Wärmemenge ist noch sehr erheblich und lässt sich noch mit Vortheil durch die Abwärmemaschine ausnutzen.

Bei der von mir im Maschinenlaboratorium unlängst ausgeführten Untersuchung einer 50 PS. eff. Gasmaschine wurden ca. 26% der durch Verbrennung des Gases erzielten Wärme in Arbeit umgesetzt, während 71% in den Auspuffgasen und im Kühlwasser nachweislich abgeführt wurden. Obgleich der Wärmeinhalt der Abprodukte bei Gasmaschinen, gleiche Leistung vorausgesetzt, geringer ist wie derjenige des Abdampfes der Dampfmaschinen, so lassen sich jedoch auch hier durch die Abwärmemaschine erhebliche Arbeitsgewinne erzielen, wenn man die hohe Temperatur der Auspuffgase berücksichtigt. Dieselbe ermöglicht, die Anfangstemperatur und damit die Verdampferspannung der Abwärmemaschine erheblich in die Höhe zu rücken und die Maschine dadurch thermisch ganz wesentlich zu verbessern.

Arbeitet man z. B. in dem Verdampfer der Abwärmemaschine mit 25 kg/qcm, entsprechend einer Anfangstemperatur von 90° der SO_2-Dämpfe, so wird sich eine ind. PS. in der Abwärmemaschine mit ca. 5000 Cal. erreichen lassen. Es würden also bei dem oben angezogenen Beispiel der 50 PS. eff.-Gasmaschine, wo 104 000 Cal. in den Auspuffgasen und im Kühlwasser abgeführt wurden, ca. 20 PSi. hinzugewonnen werden können.

Weniger günstige Ergebnisse verspricht die Abwärmemaschine bei der Ausnutzung von heissem Wasser zur Arbeitserzeugung.

Dies ist zunächst darin begründet, dass bei der Wärmeübertragung im Verdampfer die Temperaturabnahme des heissen Wassers möglichst gross angenommen werden muss, damit man nicht im Verhältniss zur Arbeitsleistung zu grosse Wassermengen erhält.

Andererseits werden die Oberflächen des Verdampfers bei der Uebertragung der Wärme von einer Flüssigkeit auf eine andere (die schweflige Säure), da nur auf einer Seite der Oberfläche eine Aggregatzustandsänderung vor sich geht, grösser sein müssen als da, wo auf beiden Seiten Aggregatzustandsänderungen erfolgen oder wo grosse Temperaturverluste zugelassen werden können.

Es dürften daher die Verdampfer bei der Ausnutzung von heissem Wasser mindestens so reichlich bemessen werden müssen, wie die Condensatoren und es dürfte sich eine Ausnutzung von heissem Wasser nur dann als wirthschaftlich erweisen, wenn dasselbe eine hohe Temperatur (über 70°) besitzt und wenn kaltes Kühlwasser zur Verfügung steht.

Solche Fälle kommen aber vor, so z. B. sind mir Bergwerke in Chile bekannt, bei denen aus den Gruben Wasser von 80° C. befördert wird, welches sich bei den dortigen Verhältnissen ohne Weiteres zur Arbeitsausnutzung eignet, da dort mit hohen Kohlenpreisen zu rechnen ist und reichliches Kühlwasser zur Verfügung steht.

Für Chile wird die Abwärmemaschine noch von besonderer Bedeutung werden, da im Innern des Landes Süsswasser zur Speisung der Locomotiven der Eisenbahnen gar nicht oder sehr spärlich vorhanden ist, das Speisewasser daher an der Küste aus Seewasser destillirt und durch Cisternenwagen in das Innere verfrachtet werden muss.

Das Destilliren erfordert einen erheblichen Wärmeaufwand, der jetzt für die Arbeitsleistung vollständig verloren geht, der aber durch das System der Abwärmemaschine vortheilhaft ausgenutzt werden kann, indem man das Niederschlagen des Wasserdampfes in einen Verdampfer der Kaltdampfmaschine erfolgen lässt und hierdurch einen schätzenswerthen Betrag an mechanischer Arbeit zu erzeugen im Stande sein wird.

Wirthschaftlichkeit der Abwärmemaschinen.

Wenn auch der durch die Abwärmemaschinen bei Dampfmaschinen zu erzielende Vortheil jetzt nicht mehr bestritten wird, so wird doch in der Regel gegen die Abwärmemaschine noch eingewendet, dass die Anlagekosten in Folge der Verwendung der Oberflächen-Apparate und dergleichen so erheblich sind, dass der wirtschaftliche Nutzen der Maschine verhältnissmässig gering ausfällt.

Wie ich schon früher erwähnt habe, dürfte sich die Abwärmemaschine weniger für kleine Dampfmaschinenanlagen oder für solche, die nur ganz kurze tägliche Betriebszeit haben, eignen. Wirthschaftlich am vortheilhaftesten lässt sie sich bei grösseren Maschinenanlagen verwenden.

Ich hoffe durch die nachstehend mitgetheilten Kostenberechnungen, welche theils ausgeführten Anlagen, theils bindend abgegebenen Angeboten entnommen sind, den Nachweis zu führen, dass durch die Verwendung der Abwärmemaschine ein erheblicher wirthschaftlicher Vortheil erzielt werden kann.

Bei der Berechnung der durch die Kaltdampfmaschinen erzielten Ersparniss ist lediglich diejenige durch geringeren Dampfverbrauch in Rechnung gezogen. Die Kohlenersparniss von ca. 7% welche ausserdem, wie oben erwähnt, durch Verwendung des ca. 70° warmen Condensats zur Kesselspeisung erreicht werden kann, ist hierbei nicht berücksichtigt worden.

Anlagekosten.

A. Combinirte Dampf-Abwärmeanlage von 1600 PS.

Ich betrachte zunächst die Anschaffungskosten von Neuanlagen, bei denen z. B. eine combinirte Dampf- und Abwärmemaschine in Frage kommt, wie ich sie schon vorher beschrieben habe und wie sie in Fig. 19 und 20 dargestellt ist.

Für die dort vorausgesetzte Leistung von normal 1600 PSi. stellen sich die Anschaffungskosten der combinirten Maschine incl. Kesselanlage unter Zugrundelegung der Offerte einer hervorragenden Maschinenfabrik zu insgesammt 212000 Mark.

In diesem Preise sind enthalten:

Die Kosten der eigentlichen Kraftmaschine, bestehend aus 2fach Verbunddampfmaschine von 1200 PSi und einem Kaltdampfcylinder von 400 PSi, zusammen 1600 PSi bei n = 72/min. einschl. Schweflig-Säure-Pumpe, Trockenluftpumpe, Kühlwasserpumpe zum Preise von	125 000	Mark
1 Verdampfer der Kaltdampfmaschine	10 000	„
2 Condensatoren derselben	24 000	„
Ventile für die Kaltdampfmaschine	4 000	„
Mehrkosten der Rohrleitung	7 000	„
die einmaligen Anschaffungskosten der schwefligen Säure	2 000	„
2 Dampfkessel mit Ueberhitzer für 1200 PSi.	40 000	„
Summa	212 000	Mark

Demgegenüber betragen die Kosten einer 3fach Verbundmaschinenanlage von 1600 PSi. bei n = 72/min., bestehend aus Hoch-, Mittel- und zwei Niederdruckcylindern einschliesslich 2 Einspritzcondensatoren und 2 Luftpumpen, laut Ausführung derselben Dampfmaschinenfabrik . . . . 150 000 Mark

Hierzu zwei Kessel mit Ueberhitzer für 1600 PSi. . . . 56 000 „

Summa 206 000 Mark

Der Unterschied von 6000 Mark zwischen den Anlagekosten beider Anlagen ist so geringfügig, dass man behaupten kann, die Anlagekosten für beide Anlagen sind ungefähr dieselben.

Nicht berücksichtigt in der Kostenberechnung sind die bei beiden Anlagen gemeinschaftlichen und nahezu gleichen Kosten, wie Dampfrohrleitungen, Fundamentirung, Einmauerung der Kessel etc.

B. Gesondert aufgestellte Abwärmeanlage von 175 PSi.

Hier können die thatsächlich aufgewendeten Kosten der ausgeführten Anlage Markgrafenstrasse angegeben werden.

Die Gesammtkosten dieser Anlage betrugen . . 49 445 Mark.

In diesem Preise sind enthalten:

Die Abwärmemaschine, die Schweflig-Säure-Pumpe, die Ventile, die Rohrleitungen, die Kühlwasserpumpe, Electromotor zum Antreiben derselben, die Condensatoren, der Verdampfer, die Anschaffungskosten der schwefligen Säure, der Betrag für die Montage etc. (ohne Mauerarbeiten).

Diesen Ausgaben gegenüber sind für die Herstellungskosten einer Dampfmaschinen- resp. Kraftgasanlage von gleicher Leistung folgende Beträge aufzuwenden:

Dampfmaschinenanlage von 175 PSi.

Dampfmaschine (360 × 540 mm Cylinder-Durchmesser, 600 Hub, Tandemmaschine mit Einspritzcondensation, 150 Touren pro Minute), nach Ausführung einer erstklassigen Dampfmaschinenfabrik	31 900 Mark
Dampfkessel mit Ueberhitzer	13 000 „
Speisevorrichtungen	800 „
Rohrleitungen und Ventile incl. Montage	4 000 „
Summa	49 700 Mark

Kraftgasmaschinenanlage (nach Angebot einer hervorragenden Specialfabrik)

Kraftgasanlage incl. Montage, Fracht etc.	15 475 Mark.
Druckluftanlassvorrichtung	1 750 „
Gasmotor für Kraftgasbetrieb von 150 PS. eff.	27 000 „
Ankerbolzen und Platten	450 „
Rohrleitung, Verschiedenes	2 500 „
Auspufftöpfe	450 „
Summa	47 625 Mark.

Aus diesen Kostenberechnungen ergibt sich, dass die Dampfmaschinen- und die Abwärmekraftmaschinenanlage nahezu dieselben Anschaffungskosten aufweisen, während die Kosten der Gasmaschinenanlage um 1820 Mark niedriger sind als diejenigen der Abwärmeanlage.

Vergleich der Betriebskosten.

A. Dampfmaschinenanlage von 1600 PSi.

Bei dieser Maschine ist bei Ueberhitzung ein Dampfverbrauch von 4,5 kg pro PSi. und Stunde garantirt. Bei 3000 Betriebsstunden jährlich ergibt sich daher ein jährlicher Kohlenverbrauch von 3 080 Tonnen bei Annahme von siebenfacher Verdampfung. Rechnet man die Tonne Kohlen zu 18 Mark, so beträgt der jährliche Aufwand der Dampfmaschinenanlage für Brennmaterial 55 500 Mark.

B. Combinirte Maschine von 1600 PSi.

Rechnet man für die eigentliche Dampfmaschine bei Ueberhitzung einen Dampfverbrauch von 4,5 kg pro Stunde und PSi. und für die Abwärmemaschine einen solchen von 14 kg, so ergibt sich ein Dampfverbrauch der combinirten Maschine von 3,40 kg. Bei 3000 jährlichen Betriebsstunden erwächst jährlich ein Kohlenverbrauch von 2330 Tonnen, mithin eine Ersparniss von 750 Tonnen jährlich gegenüber der reinen Dampfanlage. Rechnet man die Tonne Kohlen zu 18 Mark, so ergibt sich jährlich eine Ersparniss an Kohlen allein infolge des geringeren Dampfverbrauchs von 13 500 Mark.*)

Aus den mitgetheilten Berechnungen dürfte daher hervorgehen, dass bei Neuanlagen grösserer Maschinen die combinirte Dampfmaschine, wie ich deren Bau vorschlage, eine erhebliche Ersparniss an Brennmaterial erzielt.

Noch günstiger liegt die Sache bei vorhandenen Dampfmaschinenanlagen, die vergrössert werden sollen.

Die Vergrösserung kann erfolgen durch Aufstellung einer neuen Kessel- und Dampfanlage, durch Aufstellung einer Kraftgasmaschinenanlage oder durch Aufstellung einer Abwärmemaschinenanlage.

Die für diese verschiedenen Anlagen erwachsenden Anlagekosten sind oben mitgeteilt.

Die Betriebskosten dieser drei Maschinenanlagen sind nachstehend ermittelt. Bei dieser Berechnung ist die Amortisation und Verzinsung der Mehrkosten der Dampfmaschinen- und der Abwärmemaschinenanlage gegenüber der Kraftgasmaschinenanlage nicht berücksichtigt worden, da die Unterschiede sehr gering sind.

A. Dampfmaschinenanlage.

Aufwand für Kohlen, jährlich 3000 Betriebsstunden, 6 kg Dampf pro PSi., siebenfache Verdampfung = 450 Tonnen Kohlen jährl., pro Tonne 18 Mk. . . . . 8100 Mark

*) Hiervon kommen 15 % für Verzinsung und Amortisation der Mehrkosten der Anlage B von 6000 Mark = 900 Mark in Abzug, so dass die jährliche Ersparniss 12600 Mark beträgt. Nicht gerechnet ist dabei der geringere Oelverbrauch der combinirten Maschine (der Abwärmecylinder wird nicht geschmiert, und bei der Dampfmaschine sind nur zwei anstatt vier Cylinder zu schmieren), da er durch den Aufwand für die etwa eintretenden Verluste an SO_2 annähernd ausgeglichen wird. Nicht berücksichtigt dagegen ist ferner die weitere Kohlenersparniss von 7 % bei der combinirten Maschine durch Ausnutzung des heissen Condensats zur Kesselspeisung.

B. Kraftgasmaschinenanlage.

Kosten des Anthracits für den Betrieb des Generators (pro Ps. effectiv 0,5 kg reinen Anthracit), jährlich 3000 Betriebsstunden, 225 Tonnen Anthracit à 33 Mk.	7428 Mark

C. Abwärmemaschinenanlage.

Kosten für Brennmaterial (Abdampf)	00 Mark
Die jährliche Ersparniss an Betriebskosten bei Verwendung der Abwärmemaschine beträgt gegenüber einer Dampfmaschine	8100 »
gegenüber einer Kraftgasmaschine	7428 »

Dies sind schon erhebliche Beträge, wenn man die geringe Leistung der Anlagen (150 PS. eff.) berücksichtigt, bei gröfseren Anlagen dürften die Ersparnisse noch weit augenfälliger werden.

Selbst wenn man annimmt, dass sich die mitgeteilten Zahlen nach der einen oder anderen Richtung etwas verschieben, so muss doch zugegeben werden, dass durch die Abwärmemaschine eine wesentliche Ersparniss an Betriebskosten erzielt werden kann und es dürfte daher nach den bis jetzt vorliegenden Erfahrungen wohl anzunehmen sein, dass der moderne Dampfmaschinenbau sich das System zu Nutze machen wird. Es dürfte keinem Zweifel unterliegen, dass besonders bei den jetzigen hohen Kohlenpreisen durch die Abwärmemaschine ein bedeutender wirthschaftlicher Nutzen erreicht werden kann.

Die constructive Ausbildung der Abwärmemaschine ist jetzt so weit gefördert, dass der Anwendung derselben in der Technik nichts im Wege steht.

Es ist selbstverständlich, dass sich dabei noch Verbesserungen anbringen lassen werden.

Jedenfalls haben die bis jetzt ausgeführten Maschinen bewiesen, dass die Vorurtheile, die namentlich gegen die Verwendung der schwefligen Säure vorhanden sind, und die von einigen Seiten geflissentlich genährt werden, bei sachgemässer Behandlung vollständig unbegründet sind.

Ich möchte meinen Bericht nicht schliessen, ohne die hervorragende Mitwirkung meines früheren Assistenten, des jetzigen Ingenieurs der Abwärmekraftmaschinengesellschaft, Herrn A. Schütt, an dem Bau und der Untersuchung der Abwärmemaschinen rühmend hervorzuheben.

Neuere Wärmekraftmaschinen

Versuche und Erfahrungen

mit

Gasmaschinen, Dampfmaschinen, Dampfturbinen etc.

NEUERE WÄRMEKRAFTMASCHINEN

VERSUCHE UND ERFAHRUNGEN

MIT

GASMASCHINEN, DAMPFMASCHINEN, DAMPFTURBINEN etc.

VON

E. JOSSE

PROFESSOR UND VORSTEHER

DES MASCHINEN-LABORATORIUMS DER KGL. TECHN. HOCHSCHULE ZU BERLIN.

MIT 87 TEXTABBILDUNGEN UND 1 TAFEL.

(ZUGLEICH HEFT 4 DER MITTEILUNGEN AUS DEM MASCHINEN-LABORATORIUM DER KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU BERLIN.)



MÜNCHEN UND BERLIN.

DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.

1905.

Vorwort.

Die nachstehend mitgeteilten Berichte über neuere Versuche und Erfahrungen mit Gasmaschinen, Dampfmaschinen, Dampfturbinen etc. ergänzen einen von mir im Berl. Bez.-Ver. Deutscher Ingenieure im vergangenen Jahr gehaltenen Festvortrag über die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen, der hier an erster Stelle in völlig umgearbeiteter und wesentlich erweiterter Form veröffentlicht wird.

Die mitgeteilten Untersuchungen sind aus den von mir in den letzten Jahren im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin oder in der Praxis ausgeführten Forschungsarbeiten entnommen, die Betriebserfahrungen sind teils im Betrieb des mit dem Maschinenlaboratorium verbundenen Kraftwerks der Hochschule, teils in anderen nach meinen Entwürfen erbauten Gas- und Dampfkraftwerken gewonnen.

Wenn die Aufgabe der Maschinenlaboratorien in erster Linie auch die Ausbildung der Studierenden ist, so erwartet man, und zwar mit Recht, von diesen Instituten mit ihren vielseitigen Einrichtungen auch eine Tätigkeit auf dem Gebiete der Forschung.

Leider sind für diesen Zweck die Mittel und die Zeit sehr knapp, arbeiteten doch zur Zeit des stärksten Besuchs mehr als 700 Studierende jede Woche in kleineren Gruppen in dem meiner Leitung unterstellten Laboratorium.

Trotz dieser Schwierigkeiten sind im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin aufser den im vorliegenden Heft im einzelnen mitgeteilten Versuchen, bei denen mich meine Assistenten, die Ingenieure Bendemann, Gensecke, Gramberg, Hanszel und Hildebrand, in bereitwilliger Weise unterstützt haben, wie ich mit Dank und besonderer Anerkennung hervorhebe, noch folgende Untersuchungen unter meiner Leitung oder auf meine Veranlassung durchgeführt und abgeschlossen worden.

Druckluftwasserheber (Mammuthpumpen).
Injektoren (Butzke).
Grissongetriebe.
Untersuchung der Bewegung von Pumpenventilen neuer Bauart.
Dampf-Luftkompressor (Borsig).
3zyl. elektr. angetriebene raschlaufende Wasserhaltungspumpe (Riedler, Leopoldshall).
Gebläse mit rückläufigen Ventilen.
Schneckenvorgelege.
Raschlaufende einzyl. Riedler-Exprefspumpe (Mansfeld).

Raschlaufender Dampf-Luftkompressor (System Riedler-Stumpf).
30 PS-Wassermotor (Riedler).
Generatorgasfeuerung für Dampfkessel (System Axdorfer).
Duplex-Odesse-Dampfpumpe.
Oberflächenkondensatoren (Schaffstädt, Giefsen).
Rohrbruchventile (Hübner & Mayer, Wien).
Duplex-Verbund-Odesse-Dampfpumpe mit und ohne Kraftausgleicher.
Abwärmekraftmaschinen.
Roots-Gebläse, System Meyer-Aerzen.
Verdampfungsversuche an einem 150 qm-Wasserrohrkessel mit Schrägrostfeuerung (System Kraft).
400 PS-Dampfturbine Riedler-Stumpf.
Stehender Westinghouse-Gasmotor (4 Zylinder, 50 PS).
Automobil-Benzinmotoren.
Laval-Dampfturbine, 16 PS.
Raschlaufende Rapid-Kompressoren (Bauart Josse).
Versuche über das Verhalten überhitzten Dampfes in der Kolbendampfmaschine (150 PS).
Versuche über künstlichen Zug.
Raschlaufende elektrisch angetriebene Nafsluftpumpe (Bauart Josse).
Rotierende Dampfmaschine.
Dampf-Vakuum-Hubpumpe.
Hochdruck-Zentrifugalpumpe (Weise & Monski).
Dampfverbrauch einer 3zyl. Dampfmaschine (150 PS) mit und ohne Mantelheizung.
Generatorgasanlage (150 PS).
Regulierung einer 3zyl. Dampfmaschine (150 PS) unter verschiedenen Verhältnissen.
Einflufs der Gasschwingungen auf die Genauigkeit von Gasuhren.
Dieselmotor mit verschiedenen Ölsorten betrieben.
Rotierende Vakuumpumpe (Siemens & Halske).
Vakuumkolbenpumpe (Schwartzkopf).
Ventilator für 10000 Min.-Umdrehungen.
Saugwirkung von Ventilations-Schornsteinaufsätzen (John, Erfurt) bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten.
Raschlaufender Verbundkompressor »Rapid« (Bauart Josse).
Umsteuerbare Dampfmaschine (»Oktoped«).
Indirekte Regulierung einer 4zyl. stehenden Maschine (Schiffstyp, 200 PS).
6 PS-Gasmotor bei Leucht- und Kraftgasbetrieb.
Wassermessung mittels Ausflufsöffnungen.
Dampfströmung, Dampfmesser.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind entweder bereits veröffentlicht bzgl. es steht ihre Veröffentlichung bevor oder sie dürfen nicht bekanntgegeben werden, da sie auf Veranlassung und zur Information von Firmen ausgeführt worden sind.

DER VERFASSER.

Inhaltsverzeichnis.

I. Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen.

II. Versuche mit einer Dreizylindermaschine und dem zugehörigen Oberflächenkondensator, insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen (mit gesättigtem und überhitztem Dampf).

III. Versuche mit Dampfturbinen, insbesondere bei verschiedener Kondensatorspannung.

IV. Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Überhitzung.

V. Versuche mit der mechanischen Kesselfeuerung, Bauart Axer, und einem Stufenrohrdoppelkessel.

I. Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen.

Seit der Weltausstellung in Paris erfährt das Gebiet der Wärmekraftmaschinen und damit der Aufbau der Kraftwerke eine Umbildung, wie sie gleich umfassend und einschneidend im Maschinenbau noch nicht zu verzeichnen war.

Wenn es schon an sich unmöglich ist, über ein in voller Entwicklung stehendes Gebiet ein zusammenfassendes abschliefsendes Urteil zu fällen, so mufs in dem knappen Rahmen eines Berichts und bei dem aufserordentlichen Umfang des Stoffes selbst auf eine auch nur annähernd erschöpfende Besprechung der erreichten Fortschritte und der angestrebten Ziele verzichtet werden. Man mufs sich damit begnügen, die zahlreich in jüngster Zeit in verschiedenartigem Gelände gebahnten Wege anzudeuten, die, alle gleich mühsam und beschwerlich, dem gemeinsamen Ziel entgegenführen, die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit wirtschaftlicher zu gestalten.

Eine wirtschaftliche Beurteilung der Wärmemotoren erfordert in erster Linie die Betrachtung des Brennstoffverbrauchs, kann aber, wenn sie auf Vollständigkeit Anspruch machen will, die Berücksichtigung der notwendigen übrigen Aufwendungen, hauptsächlich der Anlage-, Betriebs- und Unterhaltungskosten, nicht entbehren. Im nachfolgenden werde ich mich im wesentlichen auf die Erörterung des Wärme- und Brennstoffaufwandes, sowie auf die Mitteilung praktischer Betriebserfahrungen beschränken, die ja immerhin die wesentlichsten Faktoren für die Beurteilung der Motoren bilden; die übrigen Nebenumstände können nur flüchtig gestreift werden.

Dampfmaschinenanlagen.

Als die Gasmaschinenfabriken vor einigen Jahren anfingen, vollständige, durch die Einführung des Sauggasbetriebes vereinfachte Gaskraftanlagen zu bauen und Brennstoffverbrauch für das Nutzpferd zu gewährleisten, wurden die gewöhnlichen Dampfmaschinen, wenigstens für kleinere und mittlere Betriebe, etwas in den Hintergrund gedrängt. An dieser Erscheinung war vielleicht nicht so sehr die bessere Wärmeausnutzung oder die behauptete wirtschaftliche Überlegenheit der Gasmotoren schuld, wie der Umstand, dafs die Dampfmaschinenfabriken nur den Dampfverbrauch für das indizierte Pferd verbürgen, aber in der Regel keine einheitlichen und vollständigen Dampfkraftanlagen ausführen, die ihnen ermöglichen,

Kohlenverbrauch pro Nutzpferd zu gewährleisten, und die allein geeignet sind, dem Abnehmer Sicherheit in bezug auf den Brennstoffverbrauch zu geben, und ihn der Notwendigkeit entheben, zur Beschaffung von Kesseln, Rohrleitung, Wasserreinigung, Hilfsmaschinen usw. mit einer ganzen Reihe von Lieferanten und Einzelgarantien zu tun zu haben. Diesem Umstand ist es zuzuschreiben, dafs selbst bei Dampfkraftanlagen mit guten Maschinen durch ungeschickte Anlage der Kessel, unzweckmäfsige Speisung, verkehrt angeordnete Rohrleitung und durch die übliche Kondensationswasserabführung mittels Kondensationstöpfen in vielen Fällen bedeutende Wärmeverluste aufserhalb der eigentlichen Maschine auftreten und dafs im praktischen Betrieb der Kohlenverbrauch für das Nutzpferd, auf den es wirtschaftlich doch allein ankommt, erheblich von den abgegebenen Einzelzusicherungen abweicht. Beispielsweise sind die

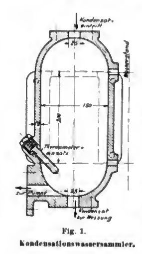


Fig. 1.
Kondensationswassersammler.

Verluste durch die Entwässerung bei Dampfmaschinen

im praktischen Betrieb viel erheblicher als man gewöhnlich annimmt. Die übliche Entwässerung durch selbsttätige Kondensationstöpfe geben Dampf- und Wärmeverluste, die selbst bei sorgfältiger Wartung der zahlreichen Töpfe der Mehrzylindermaschinen nicht unerheblich sind, bei Vernachlässigung aber eine merkliche Beeinträchtigung der Wirtschaftlichkeit der Anlage ergeben können.

Bei einer grofsen Zahl von mir mit Sorgfalt angestellten Versuchen mit einer 200pferdigen Dreifach-Verbundmaschine im Maschinenlaboratorium ergaben die Wägungen des gekühlten Ausstofswassers der Kondensationstöpfe unter sonst gleichen Verhältnissen stets kleine Abweichungen, deren Ursache nur auf den mangelhaften Abschlufs der Töpfe zurückgeführt werden konnte, obwohl dieselben mit grofser Aufmerksamkeit in Ordnung gehalten wurden.

Ich ersetzte daher die Kondensationstöpfe sämtlich durch gufseiserne, mit Wasserstandsgläsern ausgestattete Flaschen, Fig. 1, aus denen die Kondensate von Hand so weit als nötig abgelassen wurden, wodurch Dampfverluste ganz ausgeschlossen waren.

In der nachfolgenden Tabelle I sind zwei der in genau gleicher Weise ausgeführten zahlreichen Versuche mit Kondensationstöpfen und mit Flaschen zum Vergleich gegenübergestellt.

Bei nahezu demselben stündlichen Arbeitsdampfverbrauch (886 zu 897 kg) wurden mit den Kondensationstöpfen 16,7%, mit den Flaschen nur 11,2% des gesamten Dampfverbrauchs an Dampfwasser abgeführt. Die fünf Kondensationstöpfe ergaben daher trotz peinlichster Wartung infolge mangelhaften Abschlusses einen Dampfverlust von rund 5,8% des Gesamtdampfverbrauchs; im Mittel aus sämtlichen ausgeführten Versuchen rund 5%. Man kann daraus ermessen, wie grofs diese Verluste erst werden, wenn die Kondensationstöpfe weniger sorgsam nachgesehen werden, als es hier tatsächlich geschehen ist, also im gewöhnlichen Betrieb. Wie wir gleich sehen werden, lassen sich bei einheitlich ausgeführten Dampfanlagen diese Wärmeverluste aufserordentlich einschränken und damit die Wirtschaftlichkeit der Dampfkraft selbst bei kleinen Maschinen sehr günstig beeinflussen.

Bei der von mir im Auftrag des Herrn Unterrichtsministers entworfenen Maschinenanlage der neuen Technischen Hochschule in Danzig, die als Kraftwerk für die

Tabelle I.

Vergleich der durch selbsttätige Kondensationstöpfe und von Hand abgeführten Kondensationswassermengen einer 200 PS-Dreizylindermaschine.

Datum des Versuchs	9. Oktober 1902	17. November 1902
Dampfwasser abgeleitet	durch Kondensationstöpfe	von Hand aus Flaschen
Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,5	142,5
Absolute Dampfspannung vor dem H.-D. Zyl. kg/qcm	12,29	12,01
Mittlerer absoluter Druck im Kondensator kg/qcm	0,121	0,127
Mittlere Leistung des H.-D.-Zyl. PS_i	66,1	63,6
Mittlere Leistung des M.-D.-Zyl. „	52,9	51,3
Mittlere Leistung des N.-D.-Zyl. „	54,6	58,4
Gesamte indizierte Leistung „	**173,6**	**173,3**
Dampfverbrauch insgesamt kg/Std.	1105,9	1071,5
davon Arbeitsdampf:		
Kondensat aus Oberflächenkondensator „	886	897
„ „ Aufnehmer I „	34,6	32
„ „ Aufnehmer II „	—	23
Gesamter Arbeitsdampf „	920,6	952
Heizdampf:		
H.-D.-Zyl.-Mantel „	27,9	17,1
M.-D.-Zyl.-Mantel „	82,0	52,8
N.-D.-Zyl.- u. Aufnehmer II-Mantel „	75,4	49,6
Gesamter Heizdampf „	185,3	119,5
Heizdampf in % des gesamten Dampfverbrauchs %	**16,7**	**11,2**
Dampfverbrauch pro PS_i/Std. kg	6,36	6,18
Arbeitsdampf „ „ „	5,3 = 83,3 %	5,49 = 88 %
Heizdampf „ „ H.-D.-Zyl.-Mantel „	0,16 = 2,5 „	0,10 = 1,6 „
Heizdampf „ „ M.-D.-Zyl.-Mantel „	0,47 = 7,4 „	0,30 = 4,9 „
Heizdampf „ „ N.-D.-Zyl. u. Aufnehmer II „	0,43 = 6,8 „	0,29 = 4,7 „

Hochschulbedürfnisse und zugleich als Grundstock eines Maschinenlaboratoriums ausgebildet und in Fig. 2 im Grundrifs dargestellt ist, habe ich versucht, einen Schritt auf diesem Wege vorwärts zu gehen.

Die Maschinenkessel sind mit mechanischen Feuerungen (Kettenrost von Babcock & Wilcox, Rostbeschickung von Axer[1])) versehen, deren wirtschaftlicher Betrieb in geringerem Mafse von der Geschicklichkeit der Heizer abhängig ist und die die Wärmeausnutzung sogar bei den Wasserrohrkesseln auf 77 % erhöhen.

An Kraftmaschinen sind vorläufig eine Dampfturbine von Rateau und eine Dreifach-Expansionsmaschine von 300 PS der Görlitzer M. B. A. G. mit Überhitzung des Dampfes vor dem Hochdruck- und vor dem Mitteldruckzylinder aufgestellt. Das heifse Kondensat aus der Rohrleitung und aus den Maschinen wird selbsttätig durch eine eigenartig nach meinem Patent gebaute, elektrisch betriebene Pumpe, die im Fundament der Maschine untergebracht ist, ohne

[1]) Siehe Bericht V.

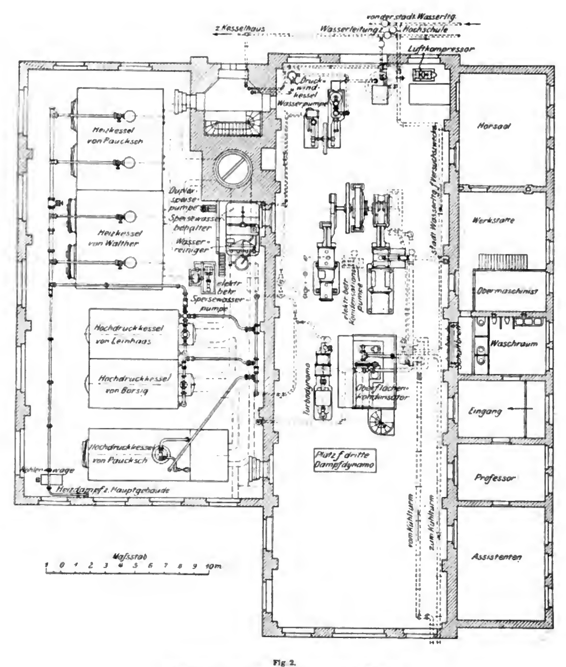


Fig. 2.
Kraftwerk der Kgl. Technischen Hochschule zu Danzig.

jeden Wärmeverlust und ohne Benutzung von Kondensationstöpfen unmittelbar in die Kessel zurückbefördert.

Die Pumpe, in Fig. 3 und 4 dargestellt, arbeitet derart, dafs ein im Pumpenzylinder passend geführter, mit Ringen versehener Tauchkolben beim Einlafshub zunächst eine Öffnung in der Zylinderwand freigibt, durch die das Kondensat vom geringsten Druck (z. B. Mantelwasser der mit gedrosseltem Dampf geheizten Mitteldruck- und Niederdruckzylinder) durch

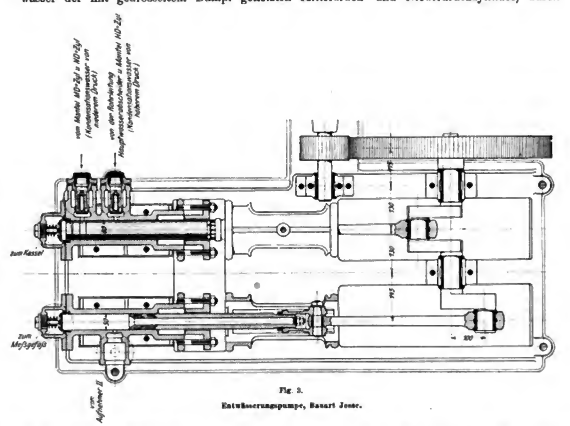


Fig. 3.
Entwässerungspumpe, Bauart Josse.

seinen eigenen Überdruck nach Aufstofsen eines Rückschlagventiles in den Zylinder gelangt und solange einströmt, bis der Kolben auf seinem weiteren Wege eine zweite Öffnung freigibt. Durch diese strömt das Kondensat von dem nächst höheren Druck (Mantelwasser des Hochdruckzylinders, Dampfwasser aus den Rohrleitungen), nachdem es ebenfalls ein Rückschlagventil durchflossen hat, ein und schliefst das erste Rückschlagventil durch seinen Überdruck, so dafs das Kondensat von niederem Druck selbsttätig abgesperrt wird. Dies kann so oft fortgesetzt werden, wie Dampfwasser von verschiedenen Drücken abzuführen sind. Beim Rückgang des Kolbens wird das Dampfwasser in den Kessel geprefst. Der von dem Tauchkolben zwischen jedem Rückschlagventil freigegebene Raum ist so reichlich bemessen, dafs er die zufliefsenden Kondensationswasser mit Sicherheit aufnimmt; es strömt dabei stets etwas Dampf mit ein, wodurch jedoch kein Wärmeverlust bedingt ist, da der Dampf mit dem Wasser in den Kessel zurückgepumpt wird. Auf diese Weise kommt das Kondensat nie unter einen geringeren Druck als

denjenigen, bei dem es sich bildet. Verluste durch Verdampfen und Verdunsten sind ausgeschlossen. Mit Rücksicht auf Versuchszwecke ist bei dieser Pumpe noch ein zweiter Pumpenzylinder angeordnet, der das Kondensat aus dem zweiten unter Vakuum stehenden Aufnehmer zur Wägung herauspumpt. Den Bau dieser Pumpe, die sich in einigen Ausführungen bereits bewährt hat, haben Schäffer & Budenberg, Magdeburg, übernommen.

Bei der von Schneider & Ko. in Creuzot Anfang der neunziger Jahre erbauten Pariser Druckluftzentrale hatte die Lieferantin auf Vorschlag Riedlers eine Kohlengarantie pro N_i/Std.

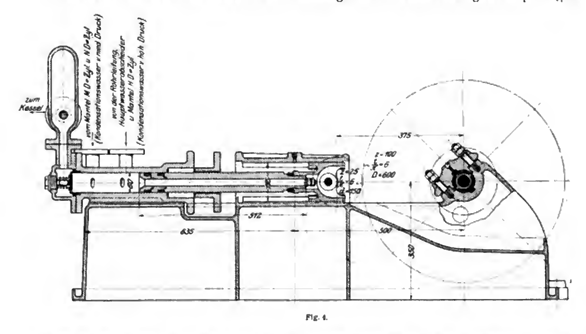


Fig. 4.

übernehmen müssen. Zur Vermeidung von Dampfverlusten hat die Fabrik ebenfalls keine Kondensationstöpfe verwendet, sondern das heifse Kondensat aus Flaschen, aus denen es von Hand abgelassen wurde, durch mit den Luftpumpen gekuppelte besondere Kondensatpumpen unmittelbar in die Kessel zurückgeführt. Die von mir entworfene, eben beschriebene Pumpe führt das Kondensat in einfacherer Weise ohne Bedienung zurück.

Alle Hilfsmaschinen des Kraftwerks in Danzig, z. B. die Speisepumpe und die Kühlwasserpumpen der Kondensatoren und der Rückkühlanlage sowie die Nafsluftpumpe des Oberflächenkondensators, habe ich ohne Ausnahme elektrisch angetrieben, um den erheblichen Wärmeaufwand durch dampffressende kleine Dampfpumpen und zahlreich verzweigte Rohrleitungen zu vermeiden; beispielsweise stellt Fig. 6 die für diese Anlage nach meinen Angaben entworfene, direkt elektrisch betriebene Nafsluftpumpe (mit 400 Uml./min.) des Oberflächenkondensators dar, die in einem Zylinder Wasser und Luft nacheinander und getrennt ansaugt, während Fig. 5 den Elektrokompressor von 800 Uml./min. von Weise & Monski, Halle, zeigt, der zum Auffüllen der Windkessel der Wasserwerkpumpe, zum Anlassen der Gasmaschine usw. dient. Der mit dem Motor direkt gekuppelte Kompressor ist ebenfalls nach meinen Entwürfen ausgeführt und mit besonders leichten Ventilen einfachster Bauart von je etwa

5—7 g Gewicht ausgerüstet, die ihn zu 1200 und mehr minutlichen Umdrehungen bei ruhigem Gang befähigen. — In noch weitgehenderem Mafse habe ich elektrischen Antrieb der Hilfsmaschinen und selbsttätige Vorrichtungen bei dem ebenfalls nach meinen Entwürfen ausgeführten Kraftwerk des A. Wertheimschen Warenhauses in Berlin (Vofs- und Leipzigerstrafse) vorgesehen, bei dem Dampfmaschinen von zus. 4000 PS im Kellergeschofs untergebracht, die Dampfkesselanlagen teils im 5. Stock, teils zwei Stockwerk unter der Erde angeordnet werden mufsten. Bei letzterer Anlage beschränkt sich die Bedienung lediglich auf die Beaufsichtigung der selbsttätigen Kohlenzu- und Aschenabführungseinrichtungen sowie der automatischen Hannemannschen Speiseregler.

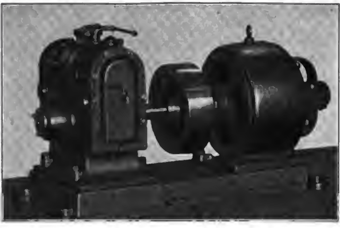


Fig. 5. Elektro-Kompressor, Bauart Josse. n/min = 800.

In bezug auf die Bauart von Kolbendampfmaschinen in konstruktiver Hinsicht bedeuten die von Lentz angegebenen Dichtungen der Ventilspindeln und Kolbenstangen, die Entlastung des Ventilgestänges und die Schmierung der Triebwerksteile unter Öldruck einen Fortschritt.

Noch weit mehr als bei den ortfesten Anlagen lassen sich Wärmeverluste vermeiden bei den Dampflokomobilen, die ihrer Bauart nach besonders geeignet sind, Wärmeverluste hintanzuhalten und so erhebliche wirtschaftliche Erfolge zu erzielen; dies gilt besonders von den Heifsdampflokomobilen der Firma R. Wolf, Magdeburg-Buckau.

Fig. 6. Nafsluftpumpe Bauart Josse.

Nachdem eine einfache 200 pferdige Heifsdampf-Verbundlokomobile nach Versuchen von Gutermuth bereits einen Kohlenverbrauch von 0,63 kg für 1 PS_e/Std. ergeben hatte, ist man in neuester Zeit bei Tandem-Heifsdampflokomobilen derselben Firma mit zweifacher Überhitzung vor dem Hoch- und vor dem Niederdruckzylinder auf 0,56 kg Kohle von 7870 WE für 1 PS_e/Std. heruntergekommen.[1])

Die aus dem Lokomobilkessel mit etwa 400° austretenden Rauchgase umspülen Schlangenrohre, in denen der aus dem Kessel zum Hochdruckzylinder strömende Dampf, nachdem er vorher den Niederdruckzylinder ge-

[1]) Siehe Bericht IV.

heizt hat, auf rund 300° überhitzt wird. Bevor die Abgase in die Esse entlassen werden, bestreichen sie eine zweite Überhitzer-Rohrreihe, durch die der Dampf vom Hoch- nach dem Niederdruckzylinder überströmt und wieder um etwa 70° überhitzt wird, und schliefslich den Hochdruckzylinder selbst.

Eine 60pferdige Tandem-Heifsdampflokomobile dieser Bauart habe ich vor einiger Zeit untersucht und damit die in dem Bericht IV ausführlich mitgeteilten Ergebnisse erhalten.

Gaskraftanlagen.

In der Wärmeausnutzung und unter Umständen auch wirtschaftlich sind zunächst die Gas-Kraftanlagen, die sich das Gas selbst in Generatoren erzeugen, auch den besten ortfesten Dampfkraftanlagen überlegen; dabei bieten sie für den praktischen Betrieb den Vorteil, dafs das Gas in den Generatoren unabhängig von der Geschicklichkeit der Bedienungsmannschaft stets in gleicher Güte erzeugt werden kann, während bei Kesselfeuerungen die Wirtschaftlichkeit in hohem Mafse von der Bedienung der Feuerung abhängt.

Da Sauggasanlagen zudem keiner behördlichen Genehmigung bedürfen, so sind in den letzten drei Jahren die gewöhnlichen Dampfmaschinen bis zu Einzelleistungen von etwa 400 PS, namentlich bei Blockanlagen in den Gebäuden der Grofsstädte, mehr oder weniger durch Sauggasanlagen verdrängt worden, obwohl die Gasmotoren noch lange nicht die Geduld und die Anspruchslosigkeit der Dampfmaschinen erreicht haben und ihre Beschaffung eine Zeitlang mehr Modesache als wirtschaftlich vorteilhaft war. Infolge der vielen Schwierigkeiten, die anfänglich bei den Sauggasanlagen aufgetreten sind, ist daher gegenwärtig ein Rückschlag zu verzeichnen, trotzdem die Anstände zum grofsen Teil als überwunden angesehen werden können. Insbesondere sind auch die Vorschriften der Aufsichtsbehörde in bezug auf Sauggasanlagen in letzter Zeit sehr verschärft worden.

Die einfachen Gasreinigungsanlagen, wie sie bei Sauggasmaschinen benutzt werden, bestehen aus einem Skrubber, dem manchmal noch ein Sägemehlreiniger beigefügt ist; die hierdurch erreichte Abscheidung des Teers ist bei Verwendung schlechten Anthrazits manchmal noch mangelhaft und gibt Anlafs zu Verbrennungsrückständen in der Maschine, die Selbst(Früh-)zündungen hervorrufen, wie überhaupt Geringfügigkeiten, z. B. schlechtes Schmieröl, schlecht von Schlacke gereinigter Stahlgufs und unrichtig angebrachte Indikatorstutzen, Betriebsstörungen bei Generator-Gasmaschinen veranlassen können und mehr oder weniger häufiges Reinigen der Zylinder, Kolben und Ventile erforderlich machen.

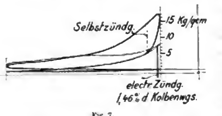


Fig. 7.

Die Selbstzündung macht sich in den Maschinen durch dumpfe Stöfse bemerkbar, da vor dem Totpunkt bereits eine zu hohe Drucksteigerung eintritt. Dieser Vorgang wird durch das Diagramm Fig. 7 veranschaulicht, das mit elektrischer Zündung bei geringer Belastung abgenommen ist und bei dem die Selbstzündung infolge zu hohen Wasserstoffgehaltes des Kraftgases aufgetreten ist. Andererseits hat man beim Versagen der Zündung oder bei unrichtiger Mischung von Gas und Luft das lästige Knallen im Auspuff zu gewärtigen.

Der Zeitpunkt der elektrischen Zündung beeinflufst überhaupt wesentlich die Arbeitsausbeute der Gasmaschine. Bei der 150 pferdigen Generator-Gasmaschine des Maschinenlaboratoriums der Charlottenburger Hochschule sind eine Reihe von Zündungsdiagrammen

genommen, die in Fig. 8 wiedergegeben sind und bei denen die minutlich angesaugte Gas- und Luftmenge, also auch die in die Maschine eingeführte Wärme konstant gehalten wurden. Man

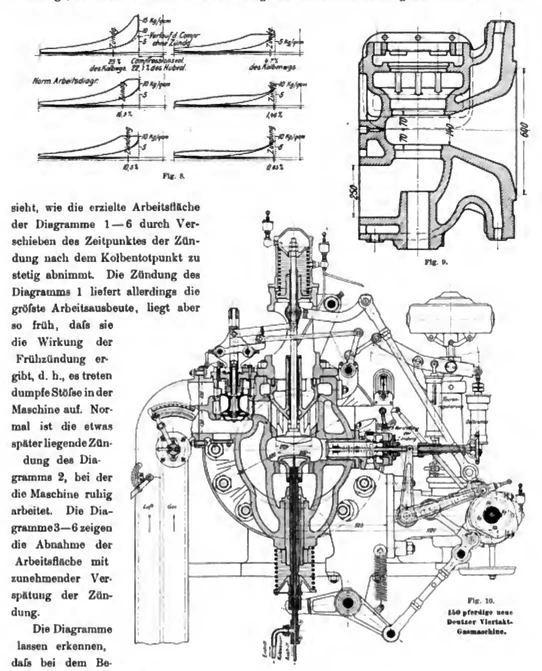


Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10. 150 pferdige neue Deutzer Viertakt-Gasmaschine.

sieht, wie die erzielte Arbeitsfläche der Diagramme 1—6 durch Verschieben des Zeitpunktes der Zündung nach dem Kolbentotpunkt zu stetig abnimmt. Die Zündung des Diagramms 1 liefert allerdings die gröfste Arbeitsausbeute, liegt aber so früh, dafs sie die Wirkung der Frühzündung ergibt, d. h., es treten dumpfe Stöfse in der Maschine auf. Normal ist die etwas später liegende Zündung des Diagramms 2, bei der die Maschine ruhig arbeitet. Die Diagramme 3—6 zeigen die Abnahme der Arbeitsfläche mit zunehmender Verspätung der Zündung.

Die Diagramme lassen erkennen, dafs bei dem Be-

trieb der Gasmaschinen auf richtige Einstellung der elektrischen Zündung zu achten ist.

Als unbedingt nötig hat sich die Kühlung des Auslafsventils selbst bei Maschinen mittlerer Gröfse erwiesen. Bei der 150 pferdigen Gasmaschine des Maschinenlaboratoriums war ursprünglich diese Kühlung nicht ausgeführt, sie mufste aber nachträglich eingebaut werden, da das nichtgekühlte glühende Auslafsventil nach einer gewissen Betriebszeit Selbstzündungen hervorrief.

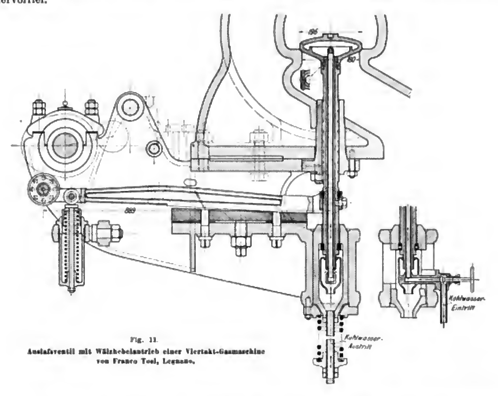


Fig. 11.
Auslafsventil mit Wälzhebelantrieb einer Viertakt-Gasmaschine von Franco Tosi, Legnano.

Fig. 9 und 10 stellen die Bauart des Zylinderkopfes und der Steuerung dieser 150 pferdigen Viertakt-Gasmaschine dar, die von der Gasmotorenfabrik Deutz geliefert wurde und deren neuester Ausführung entspricht. Luft und Gas passieren zunächst das vom Regulator beeinflufste Doppelsitz-Regulierventil, das die Maschine durch Veränderung des Gewichtes des eingesaugten Gemisches (bei gleicher Zusammensetzung des letzteren) regelt. Das Haupteinlafsventil ist wie üblich nicht, das Auslafsventil ausgiebig gekühlt. Das Anlassen der Maschine erfolgt durch Druckluft von mindestens 10 at, welche durch einen seitlich im Zylinderkopf (Fig. 10) eingebauten, von der Steuerwelle betätigten Kolbenschieber ein- und ausgelassen wird. Der Antrieb des Auslafsventils liegt frei, um es bequem zwecks Reinigung demontieren zu können.

Die Gasmaschine dient zur Erzeugung elektrischen Stroms für die Beleuchtung der Hochschule und hat in der vergangenen Beleuchtungsperiode den Betrieb anstandslos besorgt.

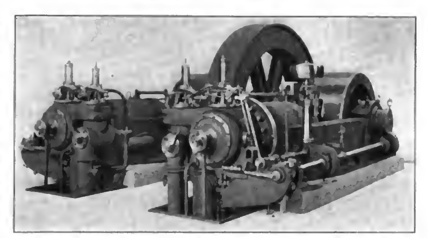


Fig. 12.
Viertakt-Gasmaschine (300 PS), Bauart Tosi.

In Fig. 11 ist das besonders energisch durch eine eingebaute Streudüse gekühlte Auslafsventil der Viertakt-Gasmaschinen von Franco Tosi in Legnano (Italien) dargestellt, das auch durch den Antrieb mittels Wälzhebels und durch die Art der Zu- und Abführung des Kühlwassers bemerkenswert ist. Der Antrieb des Auslafsventils durch Wälzhebel ermöglicht ein allmähliches Anheben und sanftes Aufsetzen und überträgt den Ventilwiderstand ohne Stofs auf die Steuerwelle. Die Anschlüsse für die Zu- und Ableitung des Kühlwassers sind unbeweglich, daher keine Schläuche und sehr leichte Demontierbarkeit des Auslafsventils durch Herausziehen von Ventilteller mit Führungszylinder nach oben, wobei das in den letzteren eingesteckte Zuführungsrohr für das Kühlwasser mit der an seinem oberen Ende aufgesetzten Streudüse fest stehen bleibt. Sehr zweckmäfsig ist auch der Auspuffkanal für die Abgase angelegt, indem scharfe Ecken vermieden sind und der Gasstrom so alle Unreinigkeiten mit fortführt.

Für Gasmaschinen kleiner und mittlerer Leistung ist der einfach wirkende Viertakt im konstruktiven Aufbau und im Wärmeverbrauch unerreicht, während bei grofsen Leistungen die Mehrzahl der Firmen doppelt wirkende Viertaktmaschinen ausführt und nur wenige zum Zweitakt übergegangen sind, der an Stelle der Auslafsventile einfache Schlitze in der Zylinderwand verwendet, dafür aber die Ladepumpen in Kauf nehmen mufs.

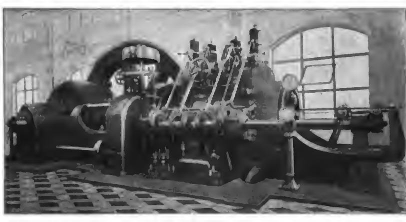


Fig. 13.
Doppeltwirkende Viertaktmaschine (300 PS), Bauart Nürnberg.

Die konstruktive Durchbildung der Gasmaschine ist noch in der Entwicklung begriffen. Die auftretenden grofsen Temperaturdifferenzen zwischen Verbrennungs- und Kühlraum bieten noch Schwierigkeiten in der Ausbildung der Gufsstücke, die sich in zahlreichen gesprun-

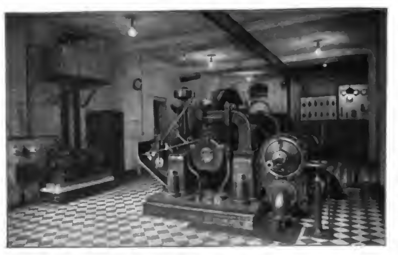


Fig. 14.
Teil eines Generator-Gaskraftwerkes im Keller eines Geschäftshauses in Berlin.

genen Zylinderköpfen recht unangenehm bemerkbar gemacht haben. Weite Kühlräume, die aus Herstellungsgründen die Einhaltung gleichmäfsiger Wandstärke erleichtern, und reichliche Kühlung sowie Vermeidung von Stahlgufs haben Besserung in dieser Beziehung gebracht. Immerhin wird die Entwicklung der Gasmaschinen in nächster Zeit hauptsächlich auf den konstruktiven Ausban derselben gerichtet sein müssen. Es unterliegt aber keinem Zweifel, dafs im Verlauf einiger Jahre die jetzt noch bestehenden Unvollkommenheiten behoben sein werden. Wesentliche Fortschritte auf diesem Gebiet sind bereits erzielt worden durch das vorurteillose Eingreifen des Dampfmaschinenbaues in den Gasmaschinenbau.



Fig. 15.
Zweistöckiger unterirdischer Generator- und Kesselraum (zum Gaskraftwerk).

Als eine konstruktiv hochstehende Gasmaschine, deren Einzelheiten die Hand des Dampfmaschinenkonstrukteurs verraten, führe ich in Fig. 12 die 300-pferdige Viertakt-Gasmaschine in Zwillingsanordnung der Firma Franco Tosi in Legnano an, deren geschickte Bauart des Auslafsventils soeben erwähnt worden ist. Bei der Formgebung des Zylinderkopfes dieser Maschine ist nach Möglichkeit die Kugel-

form durchgeführt und hauptsächlich auf gleichmäfsige Verteilung des Materials geachtet, wodurch das Springen ausgeschlossen ist. Die Saugarbeit dieser Maschine ist auf ein Minimum reduziert, da das Mischventil sehr grofse Querschnitte hat und durch einen Ausklinkmechanismus gesteuert wird. Auspuff-, Einström- und Mischventil werden von einem einzigen Nocken angetrieben, was die Steuerung sehr vereinfacht. Mechanismus der Zündung und Steuerung des Mischventils sind konstruktiv ähnlich wie bei einer Dampfmaschine durchgebildet. Die Maschinen werden mit Druckluft und entgegen der sonst üblichen Art mit voller Kompression angelassen, wodurch die erste Zündung erleichtert wird. Tatsächlich genügt eine Ladung in einem Zylinder für die Ingangsetzung.

Eine Tosi-Generator-Gasmaschine von 100 Nutzpferden dieser Bauart hat bei, mehrere Wochen im praktischen Betrieb durchgeführten, Brennstoffmessungen einen Verbrauch von 380 g englischen Anthrazit pro Nutzpferd und Stunde ergeben, worin Verbrauch für Anblasen und Abbrand beim Stillstand mit einbegriffen sind.

Als Vertreter der doppeltwirkenden Viertaktmaschine ist in Fig. 13 eine solche der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg von 300 PS veranschaulicht.

Als Beispiel einer grofsstädtischen Generator-Gaskraftanlage führe ich in Fig. 14 und 15 ein von mir für ein grofses Berliner Geschäftshaus (Wertheim, Rosenthalerstrafse) entworfenes Gas- und Dampfkraftwerk an, für das in der Hauptsache Gaskraft gewählt wurde, da die Abführung des Kühlwassers von Kondensatoren verhältnismäfsig hohe Anlagekosten erfordert hätte. Zwei Körtingsche Gasdynamos von je 250 PS_e sind im Kellergeschofs des Geschäftshauses untergebracht, während die Generatoren und die Gasreinigungsapparate (Skrubber und Sägemehlreiniger) in einem durch Unterkellerung eines Hofes gewonnenen 7,5 m hohen Raum aufgestellt sind. Hier sind auch die für die Dampfheizung des Gebäudes vorgesehenen drei Walthersche Sicherheits-Röhrenkessel von je 120 qm Heizfläche und 12 at Druck mit Überhitzern aufgestellt, deren Rauchgase durch ein enges Blechrohr mittels mechanischen Saugzuges über das Dach des Geschäftshauses geblasen werden. Für die Bedienung der Kesselfeuerungen und der Generatoren ist in einem Teil des unterirdischen Generatorraums ein zweites Geschofs eingebaut. Die Be- und Entlüftung des Generatorraums erfolgt künstlich durch elektrisch betriebene Ventilatoren. Der zur Heizung dienende hochgespannte Kesseldampf wird zunächst in kleineren, ebenfalls im Kellergeschofs aufgestellten Willans-Dampfmaschinen zur Arbeitsleistung ausgenutzt und gelangt nur als Auspuffdampf in die Heizkörper: eine Vereinigung von Wärme- und Kraftabgabe, für die die Dampfmaschine stets die wirtschaftlichste Anlage bleibt.

Generator-Gasmaschinen von gröfseren Einzelleistungen als 600 PS sind meines Wissens noch nicht im Betrieb. Die obere Grenze der Leistung, für die noch ein Generator verwendet werden kann, scheint bei Dauerbetrieb der Anlage wegen des erforderlichen Ausschlackens, wobei die Leistung des Generators erheblich zurückgeht, nicht allzu hoch zu liegen, wenigstens ergab sich bei einer Sauggasanlage von 500 PS in Berlin die Notwendigkeit, den vorhandenen einen grofsen durch zwei etwas kleinere Generatoren zu ersetzen.

Kraftgaserzeugung bei Sauggasmaschinen.

Als Brennstoff der Generatoren kommen Anthrazit und Koks in Betracht. Man verwendet unter Umständen mit Vorteil auch eine Mischung von etwa 3 t Anthrazit zu 2 t Koks, die sich im Betrieb gut bewährt.

In neuester Zeit versteht man auch schon brauchbares Kraftgas aus Braunkohlen (Stücken und Briketts) und aus Braunkohlenschiefer herzustellen. Namentlich eröffnet die Vergasung der Braunkohlen bei der Billigkeit des Brennstoffs gute Aussichten. Das Ziel der Gastechniker aber ist die Vergasung gewöhnlicher bituminöser Steinkohle im Sauggenerator zu motorischen Zwecken. Während man bei früheren Versuchen das Gas durch umständliche Reinigung von Teer zu befreien suchte, schlägt man jetzt den einfacheren und richtigeren Weg ein, den Teer in einem Doppelgenerator mit zu vergasen. Fig. 16 stellt den Doppelgenerator der Gasmotorenfabrik Deutz dar, der aus den bekannten Generator- oder Halbwassergasanlagen entstanden ist. Die zu dieser Gaserzeugung dienenden Apparate bestehen im wesentlichen aus einem Generator mit oberer und unterer Brennzone, einem Skrubber, einem Exhaustor, einem Wascher und einem Druckregler. Der Generator wird aus einem nach der Mitte zu sich erweiternden Schachtofen gebildet, der unten einen Rost besitzt und oben offen ist. In der Mitte befindet sich, einen Teil der Höhe des Schachtes bildend, eine mit Wasser gefüllte Verdampferschale, die teils durch die strahlende Wärme der Kohle, teils durch die abziehenden heißen Gase erwärmt wird. Die nach der Atmosphäre hin offene Schale steht durch eine Rohrleitung mit dem sonst geschlossenen Aschenkasten des Generators in Verbindung. Der Exhaustor saugt beim Betrieb der Anlage in jeder Sekunde eine gewisse Menge Gas aus dem Skrubber bezw. dem Generator ab und erzeugt dadurch in den Apparaten eine Depression. Diese teilt sich in gleicher Weise der oberen wie der unteren Hälfte des Generators mit, und es finden dadurch folgende Vorgänge statt:

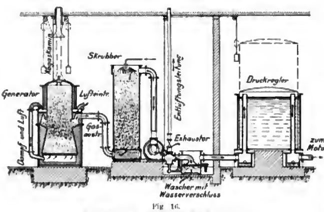


Fig. 16.
Sauggaserzeuger für bituminöse Steinkohle.

Das über der oberen glühenden Zone frisch aufgeschüttete Brennmaterial wird durch die strahlende Hitze dieser Zone entgast, wobei Kohlenwasserstoffe ausgetrieben werden; diese Destillationsprodukte werden durch die glühende Schicht hindurchgesaugt und durch die hochgradige Erhitzung in permanente Gase übergeführt. Durch die ebenfalls von oben hindurchgesaugte Luft findet bereits eine teilweise Vergasung des Brennstoffs statt, wobei der Kohlenstoff in Kohlenoxyd umgesetzt wird. Es wird dadurch die Wärmemenge erzeugt, die nötig ist, um das je nach Herabsinken aufgeworfene frische Brennmaterial zu entgasen und zu erhitzen, so daß die oben beschriebenen Vorgänge stattfinden können.

Der untere Teil des Generators arbeitet wie ein gewöhnlicher Generator mit Koksbetrieb. Der entgaste (verkokte) Brennstoff wandert allmählich in den unteren Teil des Generators, wo sich über dem Rost eine glühende Schicht des schon vorher entgasten Brennstoffs befindet, die durch den nachsinkenden je nach Bedarf ergänzt wird. Dieser unteren Brennstoffsäule teilt sich nun die durch den Exhaustor hervorgerufene Depression in gleicher Weise

Tabelle II.

150 pferdige Deutzer Sauggasanlage. Leistungsversuche während des Betriebes (ohne Abbrand- und Anblaseverluste).

Versuch	Nr.	5	6	7
Datum		6. II. 05	27. II. 05	13. III. 05
Versuchsdauer	Std.	7¹/₂	7¹/₂	7¹/₂
Kompressionsenddruck in der Gasmaschine	kg/qcm	8,3	8,1	8,2
Temperatur des aus dem Verdampfer überfließ. Wassers	°C	82,0	81,0	93,7
A. Gasanlage:				
Stündl. Brennstoffverbrauch: Anthrazit	kg/Std.	47,6	67,5	53,8
Koks	"	27,6	—	—
insgesamt	"	75,2	67,5	51,8
Unt. Heizwert für Anthrazit	WE/kg	7687 [1])	7827 [1])	7834 [1])
" " " Koks	"	6949 [1])	—	—
Stündl. Wärmeaufwand	WE/Std.	558 000	528 000	421 000
Stündl. erzeugte Gasmenge red. 0° und 760 mm	cbm/Std.	331	342	274
desgl. pro kg Brennstoff	cbm/kg	4,4	5,06	5,09
Wärmeaufwand pro cbm Gas	WE	1 686	1 543	1 536
Unt. Heizwert des Gases: gemessen	"	—	1 251 } 1 275	1 338 } 1 324
desgl. aus Analyse berechnet	"	—	1 298	1 310
Nutzeffekt der Gaserzeugung	%	—	0,82	0,86
B. Maschine:				
Elektrische Leistung	KW	97,1	101,7	73,5
Wirkungsgrad der Dynamo		0,91	0,91	0,90
Effektive Leistung	PS_e	145	152	110
Indiz. mittl. Druck	kg/qcm	3,94	3,96	2,93
Umlaufzahl	min.	154,2	157,6	155,2
Indizierte Leistung	PS_i	196	202	147
Mechan. Wirkungsgrad		74,0	75,3	74,8
Stündl. Gasverbrauch	cbm/PS_e	2,28	2,25	2,49
" "	cbm/PS_i	1,69	1,69	1,86
Stündl. Wärmeverbrauch, bez. auf d. unt. Heizwert d. Gases	WE/PS_e	—	2 870	3 290
	WE/PS_i	—	2 160	2 460
Indizierter thermischer Wirkungsgrad der Maschine	%	—	29,5	25,9
C. Gesamte Kraftanlage:		Anthrazit mit 37 % Koks	Nur Anthrazit	
Stündl. Brennstoffverbrauch	kg/PS_e	0,519	0,444	0,489
" Wärmeverbrauch	WE/PS_e	3 850	3 470	3 830
" "	WE/PS_i	2 850	2 610	2 860
Effektiver thermischer Wirkungsgrad der Anlage	%	16,5	18,4	16,6
Indizierter Wirkungsgrad der Anlage	"	22,3	24,4	22,3
Bemerkungen:		Normale Last		73 % Last
		Verdampfertemp. rund 82°		Verdampfertemp. rund 94°

wie dem oberen Teile mit und pflanzt sich durch den Aschenraum und das Verbindungsrohr in die Verdampfungsschale fort. Infolgedessen tritt Luft von aufsen durch einen Stutzen in die Schale ein, streicht über den heifsen Wasserspiegel, reichert sich hier infolge Verdunstung des Wassers mit Wasserdämpfen an und gelangt mit diesen geschwängert durch das Verbindungsrohr

[1]) Bestimmungen der Grofsherzogl. Versuchsanstalt Karlsruhe.

in den Aschenkasten und durch den Rost in die glühende Brennstoffsäule des Generators, wo sie sich in Generatorgas umsetzt. Durch den Sauerstoff der Luft verbrennt die Kohle zu Kohlenoxyd, während gleichzeitig der Wasserdampf mit der glühenden Kohle in Wassergas umgewandelt wird. Im oberen und im unteren Generator befindet sich daher je eine glühende Zone. Die im oberen und im unteren Teil des Generators gebildeten Gase werden durch ein gemeinschaftliches Rohr abgeführt und durch den Skrubber hindurchgesaugt.


Fig. 17. Braunkohlengenerator.

Mit diesem Doppelgenerator läfst sich aus einigen bituminösen Kohlensorten ein brauchbares Kraftgas erzeugen. Bei der Beschickung mit Steinkohle hat sich jedoch ein ganz staubfreies Gas wie es für den Motorbetrieb nötig ist, noch nicht erzeugen lassen. Dagegen vereinfacht sich der Generator bei Betrieb mit Braunkohlen insofern, als die Verdampferschale wegfallen kann, da der notwendige Dampf aus dem Wassergehalt der Braunkohlen genommen werden kann. Ein solcher sehr einfacher im Querschnitt rechteckiger Braunkohlengenerator ist in Fig. 17 dargestellt. Die übrigen, in Fig. 16 dargestellten Apparate müssen natürlich hier ebenfalls vorhanden sein. Es ist meines Erachtens nur eine Frage der Zeit, ob es gelingen wird, den Sauggasmaschinenbetrieb, wenn auch nicht mit allen, so doch mit einem grofsen Teil gewöhnlicher Kohlensorten durchzuführen. Dann wird die Gaskraftanlage wohl endgültig in bezug auf Wirtschaftlichkeit an der Spitze stehen.

Versuche mit einer 150pferdigen Deutzer Sauggasanlage.

Bei dem hohen Heizwert des aus Anthrazit oder Koks hergestellten Generatorgases infolge seines Wasserstoffgehalts ist es für den Betrieb einer Anlage in der Regel nicht gleichgültig, mit welcher mittleren Verdampfertemperatur bzgl. mit welcher Dampfmenge gearbeitet wird, da bei Zunahme der letzteren auch der Wasserstoffgehalt zunimmt. Bei hoher Kompression in der Maschine stellt sich dann leicht Frühzündung ein, die man nur durch Verminderung der Kompression vermeiden kann. Dies ergibt aber bekanntlich einen erheblichen Rückgang in der Wärmeausnutzung der Gasmaschine; andererseits veranlafst das Arbeiten mit niederer Verdampfertemperatur (geringem H-Gehalt) einen Wärmeverlust durch die überschüssige aus dem Wasserbehälter des Verdampfers erwärmt abfliefsende gröfsere Wassermenge oder, bei geringer Heizfläche desselben, durch das heifs abziehende Gas.

Über den Zusammenhang dieser Verhältnisse liegt noch wenig Versuchsmaterial vor.

Ich habe es deshalb unternommen, mit der 150pferdigen Sauggasanlage der Technischen Hochschule Charlottenburg eine Reihe von Versuchen durchzuführen. Diese sind zwar noch lange nicht abgeschlossen, haben aber schon zu einigen Ergebnissen geführt, welche in der Hauptsache mitgeteilt werden.

Die Durchführung solcher Versuche ist zeitraubend, da bei der Neuheit der Sache die Einrichtungen erst durch umfangreiche Vorversuche geschaffen und erprobt werden müssen.

Die Zusammensetzung des Generatorgases wurde durch einen erweiterten Orsatapparat ermittelt, der nach einem in der Zeitschrift „Stahl und Eisen" gemachten Vorschlag mit Einrichtungen versehen wurde, um den Wasserstoff- und den Methangehalt des

Gases feststellen zu können und der auch mit Rücksicht auf vollständige Absorption des Kohlenoxyds verbessert wurde.

Mit diesem verhältnismäfsig einfachen Apparat sind technisch brauchbare Analysen erzielt worden. Um die Zuverlässigkeit dieser Analysen zu prüfen, habe ich gleichzeitig durch einen Chemiker der Hochschule chemische Analysen ausführen lassen, die in Tabelle III neben den durch den Orsatapparat gefundenen Werten mitgeteilt sind. Die Übereinstimmung ist als durchaus befriedigend zu bezeichnen.

Tabelle III.

150pferdige Deutzer Sauggasanlage. Vergleichsanalysen des Generatorgases.

Zusammensetzung des Gases	20. II. 05 — Gas entnommen nach $2^1/_2$ stündigem Betriebe. Belastung: 104 KW. Verdampfertemperatur: 81°.					27. II. 05 (Versuch 6, Tab. II) — Gas entnommen nach 4 stündigem Betriebe. Belastung: 101,7 KW. Verdampfertemperatur: 81°.				
	Chemiker Dr. Arndt	Masch.-Lab., Assistent Dr. Ing. Bendemann				Chemiker Dr. Arndt	Masch.-Lab., Assistent Dr. ing. Bendemann			
		1.	2.	3.	**Mittel**		1.	2.	3.	**Mittel**
CO_2	**1,7**	1,4	1,8	1,0	**1,4**	**1,6**	1,2	1,2	—	**1,2**
O_2	**0,2**	0,4	0,4	0,3	**0,4**	**0,2**	0,6	0,4	—	**0,5**
CO	**28,7**	28,0	26,6	25,9	**26,8**	**30,7**	31,8	31,7	—	**31,7**
CH_4	**1,6**	3,4	—	3,4	**3,4**	**0,7**	1,2	Spur	0	**0,4**
H_2	**12,1**	11,2	—	10,7	**11,0**	**11,0**	11,5	11,1	11,7	**11,4**
N_2	**55,7**	55,6	—	58,7	**57,0**	**55,8**	53,7	55,6	56,0	**54,8**

Die Messung der Gasmenge erfolgte durch eine geeichte Gasuhr von Pintsch, welche mit Einrichtungen versehen worden war, um die Gasstöfse möglichst zu beseitigen, was in durchaus befriedigender Weise gelungen ist.

Der Heizwert des Gases wurde fortlaufend durch ein Junkersches Kalorimeter ermittelt und zur Kontrolle aus der chemischen Analyse des Gases berechnet.

Die genaue Ermittlung des Brennstoffverbrauchs bei gröfseren Generatoren ist nicht ganz einfach. Einerseits haben sich bei dem untersuchten Generator Schwierigkeiten in bezug auf das vollständige Abschlacken während des Betriebes ergeben, andererseits bedingt die Art des Generatorverschlusses mit dem sich nach innen öffnenden Kegel eine unvermeidliche wenn auch unerhebliche Ungenauigkeit.

In Tabelle II sind 3 mit der Anlage im Beharrungszustand durchgeführte Versuche mitgeteilt. Die Versuche 5 und 6 sind mit annähernd gleicher Belastung und gleicher Verdampfertemperatur von 82° durchgeführt; bei Versuch 5 ist als Brennmaterial Anthrazit und Koks, bei Versuch 6 dagegen nur Anthrazit verwendet worden. Bei Versuch 7 ist die Temperatur des aus dem Verdampfer überfliefsenden Wassers von 82° auf 93,7° erhöht worden. Bei höherer Temperatur des in dem Verdampfer erwärmten Wassers beladet sich die darüberstreichende Saugluft mit mehr Wasserdampf, wodurch der Wasserstoffgehalt des Gases steigt. Bei Versuch 7 war der H gehalt so hoch, dafs ein Dauerbetrieb ohne Selbstzündungen nur bei 73% Last aufrecht erhalten werden konnte. Bei noch weiterer Erhöhung der Verdampfer-

temperatur über 94°, also noch gröfserem H gehalt, war selbst bei der verminderten Last ein Betrieb ohne Selbstzündungen nicht mehr durchzuführen.

In welcher Weise die Temperatur des Ablaufwassers, d. h. die dem Generator zugeführte Dampfmenge, die Verhältnisse im Generator beeinflufst, ist für die Versuche 6 und 7 in Tabelle IV mitgeteilt. Bei einer Temperatur des Ablaufwassers aus dem Verdampfer von 81°

Tabelle IV.

150 pferdige Sauggasanlage. Wärmebilanz des Generators und Gasanalysen.

	Versuch Nr. 6		Versuch Nr. 7	
	WE-St.	%	WE-St.	%
Zugeführt:				
Brennstoffmenge × unterer Heizwert . . .	528 000	100	431 000	100
Abgeführt:				
Gasmenge × unterer Heizwert	436 000	82,6	363 000	86,2
Verlust durch Abkühlung des Gases hinter dem Verdampfer	5 500	1,0	4 800	1,1
Verlust durch überflüfsig erwärmtes Ablaufwasser	23 900	4,5	7 300	1,7
Nicht nachgewiesen	62 600	11,9	45 900	11,0
Temperatur des Ablaufwassers aus dem Verdampfer	81° C		93,7° C	
Nutzeffekt des Generators	82 %		86 %	

Zusammensetzung des Gases (Mittelwerte der Analysen)	6	7
Volumen-Gehalt an CO_2	1,5 %	4,7 %
» » O_2	0,8 »	0,4 »
» » CO	31,0 »	27,4 »
» » H_2	12,4 »	18,5 »
» » CH_4	0,5 »	0 »
» » N	54,5 »	49,0 »
Daraus berechnet:		
Oberer Heizwert . . . . WE/cbm	1362	1399
Unterer » . . . . »	1298	1310
Spezifisches Gewicht . . . . . . kg/cbm bei 0° u. 760 mm	1,120	1,086

enthielt das Gas 12,4% Wasserstoff und nur 1,5% Kohlensäure. Durch Steigerung der Temperatur auf 93,7° stieg der Wasserstoffgehalt auf 18,5%, gleichzeitig aber auch der Kohlensäuregehalt auf 4,7%. Die Erhöhung des Wasserstoffgehaltes bewirkte eine Zunahme des mittleren unteren Heizwertes des Gases von 1275 WE auf 1324 WE/cbm (siehe Tabelle II) und der Nutzeffekt des Generators stieg von 82% auf 86%.

Die Steigerung des Nutzeffektes des Generators wird hauptsächlich erzielt infolge der geringeren Wärmeabführung durch das überschüssige, erwärmte Ablaufwasser.

Zur Klärung der ziemlich verwickelten Verhältnisse im Generator, insbesondere auch der thermischen Vorgänge im Innern, müssen noch eine ganze Reihe von Versuchen durchgeführt werden. Immerhin lassen die mitgeteilten Ergebnisse in gewisser Beziehung bereits einen Zusammenhang erkennen.

Bei den in Tabelle II aufgeführten Versuchen, die nur die Verbrauchszahlen während des Betriebes angeben, ist der Verbrauch des Generators im Ruhezustand und beim Anblasen nicht berücksichtigt. Um ein Bild hierüber zu gewinnen, sind noch einige (wirtschaftliche) Dauerversuche (Tabelle V) durchgeführt, bei denen der Verbrauch für Abbrand in Ruhe und Anblasen mit eingeschlofsen ist. Dieser Verbrauch in den Ruhepausen und für die Zeit des Anblasens ist allerdings auf das notwendige Mindestmafs beschränkt worden. Der Abbrand während der Ruhe ist beispielsweise abhängig von dem Einstellen der Luftzuführungsklappe

Tabelle V.

150 pferdige Sauggasanlage. Ergebnisse der wirtschaftlichen Dauerversuche.
Mai 1905.

Brennstoff: Anthrazit.	Versuch Nr. 2	Versuch Nr. 3	Versuch Nr. 4
Betriebsdauer, Tage à $9^1/_2$ Stunden	3 Tage	4 Tage	2 Tage
Ruhezeit	2 Nächte	4 Nächte 1 Sonntag	1 Nacht
Belastung KW	52	100 Normale Belastung	109
Wirkungsgrad der Dynamomaschine	0,89	0,905	0,91
Effektive Nutzleistung PS_e	79	150	163
Gesamtleistung während der Versuchszeit PS_e-St.	2230	5680	3070
Gesamter Anthrazitverbrauch einschl. Abbrand- und Anblaseverluste kg	1606	2930	1510
Desgl. pro PS_e-St. kg	0,720	0,516	0,492

des Generators, das der Witterung entsprechend geschehen mufs. Bei dem in Tabelle V mitgeteilten Versuch 3 wurden die Abbrand- und Anblaseverluste gesondert bestimmt. Die Ruhezeit betrug 4 Nächte und einen Sonntag. Der Verbrauch des Generators während dieser Ruhezeit ergab sich zu 66 kg d. s. 2,3% des Gesamt-Anthrazitverbrauchs bei normaler Belastung. Der Brennstoffverbrauch bei 4 maligem Anblasen uud Anfahren ergab sich zu 240 kg, d. s. 8,2% des Gesamt-Anthrazitverbrauchs bei normaler Belastung. Die gesamten Anblase- und Abbrandverluste betrugen daher 10,5% des Gesamtverbrauchs während einer Versuchsperiode von 4 Betriebstagen à $9^1/_2$ Stunden mit dazwischenliegender Ruhezeit von 4 Nächten und einem Sonntag.

Grossgasmaschinenbetrieb mit Hochofengas.

Von weittragender wirtschaftlicher Bedeutung für die Hüttenwerke ist die unmittelbare Ausnutzung der Hoch- und Koksofengase zu Kraftzwecken in Grofsgasmaschinen.

In Hüttenbetrieben stehen für jede Tonne erzeugten Roheisens nach Abzug der Gichtverluste und des zur Winderhitzung erforderlichen Gases etwa 2500 cbm Gichtgas von 800 bis 1000 WE/cbm zur Verfügung. Diese Gasmenge würde bei Dampfanlagen nur etwa 300 PS/Std. erzeugen, während sie bei unmittelbarer Ausnutzung in der Gasmaschine etwa 900 PS/Std. leisten kann.

Da das Hochofengas keinen Teer enthält, sondern nur Wasserdampf und Gichtstaub, von denen es auf einfache Weise befreit werden kann, so brauchen die Hochofengasmaschinen

weniger oft gereinigt zu werden als Generator-Gasmaschinen. Bei sachgemäfs ausgeführten Gasreinigungsanlagen können die Maschinen einige Monate lang in Betrieb gehalten werden, ohne dafs man irgendwelche Reinigung an ihnen vornehmen mufs. Aufserdem enthält das Hochofengas keinen Wasserstoff, hat daher geringeren Heizwert als das Generatorgas. Die Maschinen sind infolgedessen selbst bei grofser Compression keinen Vorzündungen ausgesetzt.

Seit mehreren Jahren haben sich die bereits in zahlreichen Ausführungen vorhandenen, von der Maschinenfabrik Zschocke in Kaiserslautern gebauten Hochofen-Gasreinigungs-Apparate gut bewährt, die ich als Beispiel anführe.

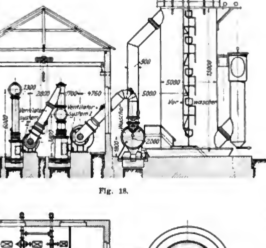


Fig. 18.

Das zu reinigende Hochofengas hat eine Anfangstemperatur von 120—150° C, einen Wasserdampfgehalt von 70—80 g und einen Staubgehalt von 6—8 g auf 1 cbm Gas. Die Reiniger haben den Zweck, das Gas auf 20—25° C abzukühlen, den Wasserdampf niederzuschlagen und den Staubgehalt für Motorenbetrieb auf ungefähr 0,02—0,03 g/cbm zu verringern.

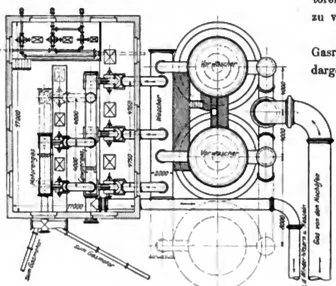


Fig. 19.
Hochofengasreinigung für Motorenbetrieb.

In Fig. 18 und 19 ist eine Zschockesche Gasreinigung für 60000 cbm/Std. Gas dargestellt. Das Gas durchströmt, nachdem es die Trockenreiniger, sog. Staubsäcke, verlassen hat, zunächst zwei Vorwascher, in denen seine Temperatur durch Wasserberieselung auf etwa 20—25° C heruntergebracht und der Wasserdampf bis auf rund 20 g/cbm ausgeschieden wird. Der angefeuchtete Staub fällt in den hinter den Vorwaschern eingeschalteten Waschern bis auf rund 2 g/cbm leicht aus. Für den Betrieb der Cowper-Apparate und Dampfkessel mufs das Gas bis auf 0,3 bis 0,5 g/cbm Staub gereinigt werden, was durch ein System I von Ventilatoren mit Wassereinspritzung für diese Zwecke vollständig ausreichend geschieht; der zum Betrieb der Gasmaschine dienende Teil des Gases wird durch ein zweites Ventilatorsystem mit Wasserspülung auf 0,02 bis 0,03 g/cbm entstaubt. Die Kosten der Reinigung stellen sich auf etwa 7,5 Pfg. für 1000 cbm Gas.

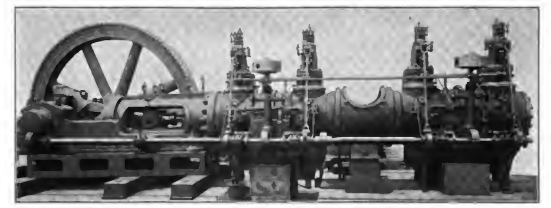


Fig. 20.
Hochofengasmaschine in Tandemanordnung (Bauart Deutz, doppeltwirkende Viertaktmaschine).

Aufser auf Hüttenwerken haben sich die Gasmaschinen auch auf Kohlenzechen zur Ausnutzung der Koksofengase Eingang verschafft, wenn es auch erst nach längeren Versuchen gelungen ist, das Koksofengas genügend von Teerrückständen zu befreien. Allerdings sind die Reinigungsanlagen hier stets umständlich.

Eine Tonne verkokte Kohle (oberschlesische) ergibt etwa 420 cbm Gas von 3000 bis 4000 WE/cbm Heizwert. Einer jährlichen Kokserzeugung in Deutschland von etwa 15000000 t entspricht demnach, wenn man die für die Heizung der Koksöfen selbst erforderliche Gasmenge abzieht, eine Kraftleistung von etwa 300000 PS. Man erkennt hieraus die ungeheure Bedeutung des Gasmaschinenbetriebes für die Wirtschaftlichkeit der Hüttenwerke.

Als Beispiele von grofsen Hochofengasmaschinen führe ich im Bild an eine zweizylindrige doppeltwirkende Viertaktmaschine in Tandemanordnung von Deutz (Fig. 20), eine

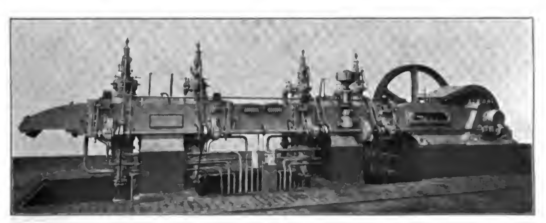


Fig. 21.
Hochofengasmaschine, Bauart Cockerill (1200 PS, doppeltwirkende Viertaktmaschine).

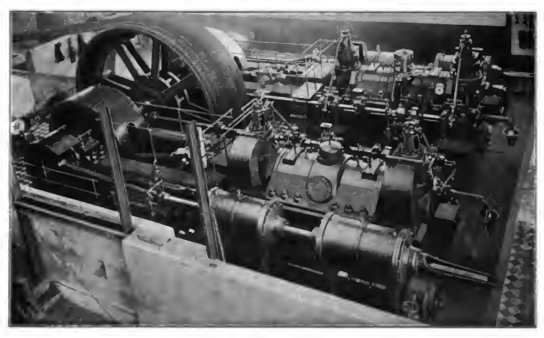


Fig. 22.
Zweizylindrige, doppeltwirkende Zweitakt-Maschine, Bauart Körting (2000 PS).

ebensolche von 1200 Nutzpferden aus der Fabrik der Gesellschaft Cockerill in Seraing (Fig. 21) und eine 2000 pferdige Zweitaktmaschine von Gebr. Körting, welche auf den Differdinger Walzwerken in Betrieb ist (Fig 22).

Dieselmotoren.

Die anfänglichen Schwierigkeiten mit den Sauggasmaschinen sowie die immer steigenden Forderungen der Aufsichtsbehörden haben der Verwendung der Dieselmotoren, namentlich für Blockstationen in Städten in jüngster Zeit erheblichen Vorschub geleistet. Dies wird noch dadurch begünstigt, dafs die Dieselmotoren infolge des Fortfalls der Generator-Anlagen weniger Raum in Anspruch nehmen und einen sehr reinlichen, einfachen Betrieb gestatten, der durch die neuerdings in Aufnahme gekommene Verwendung von Paraffinöl auch erheblich wirtschaftlicher als wie mit Petroleum durchgeführt werden kann.

Diese Paraffinöle werden als Nebenprodukte der Braunkohlenindustrie (Riebecksche Montanwerke, Aktien-Gesellschaft, Halle a. S.) gewonnen. 100 kg dieses Öls, das ungefähr einen Heizwert von 9500—9800 Cal. hat, kosten beispielsweise in Berlin Mk. 10.—. Auf meine Veranlassung sind kürzlich im Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg von dem Studierenden P. Rieppel Versuche mit Paraffinölen von 1,62% bis 15,15% Paraffingehalt inbezug auf das Verhalten des Dieselmotors bei Betrieb mit Ölen von verschiedenem Paraffingehalt durchgeführt worden.

Es ergab sich dabei, dafs selbst bei dem gröfsten Paraffingehalt, der dazu zwang, das Öl etwas vorzuwärmen, irgend welche Anstände im Betrieb nicht auftraten. Mit einem Öl von

3,5% Paraffingehalt wurde ein Dauerversuch von 50 Stunden durchgeführt, ohne dafs eine Verschmutzung der Ventile oder der Auspuffleitung in höherem Mafse festzustellen war, als dies bei Betrieb mit Petroleum der Fall ist. Paraffinöl mit einem höheren Paraffingehalt als 3,5% dürfte für industriellen Betrieb nicht in Frage kommen, da es bei einem höheren Prozentsatz wirtschaftlicher ist, die Öle zwecks Paraffingewinnung zu raffinieren.

Im Gegensatz zum Betrieb mit Petroleum konnte sogar konstatiert werden, dafs die höhere Viscosität der Öle insofern günstig wirkt, als die aus den Brennstoffventilen austretende Einspritzluftmenge geringer war und die bei dem Versuchsmotor knapp bemessene Luftpumpe, die für Petroleumbetrieb kaum ausreichte, bei Betrieb mit Paraffinöl vollständig genügte. Verbrauchszahlen von Dieselmotoren an Paraffinöl sind in den weiter unten folgenden Schaubildern Fig. 33, 34 und 35 mitgeteilt.

Dampfturbinen.

Während im Hüttenbetrieb die Dampfmaschine und mit ihr der Dampfbetrieb überhaupt, sowohl wegen der ungleich besseren — weil unmittelbaren — Ausnutzung des Gases in der Gasmaschine als auch wegen Fortfalles der ungeheuern Wärmeverluste, die von den weit verzweigten Dampfleitungen veranlafst werden, durch die Gasmaschine allmählich verdrängt werden wird, kämpft sie bei Grofskraftwerken mit einem andern Gegner, der Dampfturbine, und es scheint, dafs auch hier der Kampf zu ihren Ungunsten ausfallen wird.

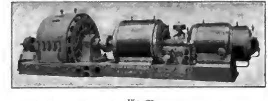


Fig. 23.
Neue 800 KW Rateau-Oerlikonturbine der Zeche Holland.

Die Turbinensysteme lassen sich im wesentlichen als Reaktions- und als Aktionsturbinen kennzeichnen. Als Vertreter der ersteren sind die Parsonsturbinen zu nennen, die bereits in vielfachen Ausführungen und in gewaltigen Einheiten bis zu 10000 PS im Betrieb sind und die praktische Brauchbarkeit der Dampfturbinen auch für grofse Leistungen erwiesen haben. Die übrigen gegenwärtig ausgeführten Turbinensysteme beruhen im wesentlichen auf Aktionswirkung des Dampfstrahls.

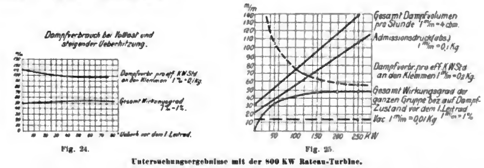


Fig. 24. Fig. 25.
Untersuchungsergebnisse mit der 800 KW Rateau-Turbine.

Fig. 23 stellt eine neuere von der Maschinenfabrik Oerlikon für die Zeche Holland (Ruhrgebiet) gebaute Rateauturbine von 800 KW dar. In den Fig. 24 und 25 sind die mit dieser Turbine bei den Abnahmeversuchen gewonnenen Versuchsergebnisse veranschaulicht.

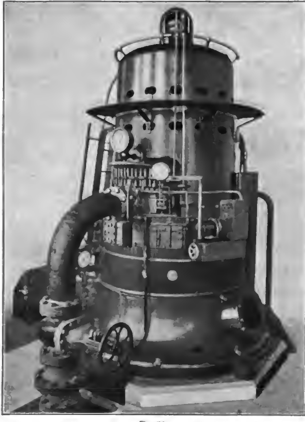


Fig. 26.
500 KW Curtisturbine.

Fig. 26 zeigt die amerikanische Bauart der Curtisturbine mit vertikaler Welle. Eine große Elektrizitätsgesellschaft in Deutschland führt dieses System mit horizontaler Welle aus.

Wenn auch zwischen den verschiedenen Turbinensystemen gegenwärtig noch erhebliche Verschiedenheiten bestehen, so ist doch wahrscheinlich, daſs im Laufe der nächsten Jahre eine Annäherung der Systeme und eine gröſsere Einheitlichkeit zu erwarten sein dürfte, indem die Vorteile der einzelnen Systeme, z. B. für die Hoch- oder Niederdruckstufe, zu zweckmäſsigen Kombinationen führt.

Solche Bestrebungen führten in Amerika bereits zum Bau der Holzwarthturbine, die in Fig. 27 dargestellt ist und die sich von den in den Oberstufen nur teilweise beaufschlagten Rateau- und Zoellyturbinen dadurch unterscheidet, daſs sie hier voll beaufschlagt ist. Die in der Oberstufe teilweise, und zwar nur auf einem geringen Teil des Umfangs beaufschlagten Rateauräder geben bei den verhältnismäſsig groſsen Raddurchmessern erhebliche Reibungsverluste, wie die in Bericht III mitgeteilten Versuche erkennen lassen. Bei der voll beaufschlagten Turbine sind diese Verluste vermindert.

Es bestehen auch Bestrebungen, das Aktions- und das Reaktionsprinzip zu vereinigen, indem für die Oberstufe der Turbine das Aktions und für die Unterstufe, wo der geringen Spannung und der groſsen Volumina wegen die Undichtigkeitsverluste unerheblich sind, das



Fig. 27.
Holzwarthturbine.

Reaktionsprinzip zur Anwendung kommt. Neuere Versuche mit Dampfturbinen bis 660 KW sind in der Tabelle VI mitgeteilt, der einige Kolbenmaschinen beigefügt sind, um den Vergleich zwischen beiden Maschinensystemen zu ermöglichen.

Wärmeausnutzung in der Dampfturbine nnd in der Kolbenmaschine.

Die Wärmeausnutzung in der Dampfturbine ist heute bereits der in der Dampfmaschine gleichwertig. In Fig. 28 ist der Dampf- und der Kohlenverbrauch einer von Gebr. Sulzer für die Berliner Elektrizitätswerke gebauten 4—6000 pferdigen Dreifach-Expansionsdampfmaschine mit dem einer Parsonsturbine des Elektrizitätswerkes Frankfurt a. M. von 3000 KW vergleichsweise zusammengestellt. Beide Maschinen arbeiten vor dem Absperrventil mit auf 300° überhitztem Dampf von nahezu demselben Druck und mit gleicher Leistung, eignen sich also besonders gut für einen Vergleich. Die mir von Gebr. Sulzer freundlichst überlassenen Ergebnisse der Abnahmeversuche der Dreifach-Expansionsmaschine sind in folgender Zusammenstellung mitgeteilt.

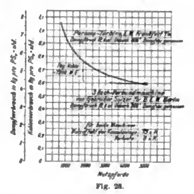


Fig. 28.

(1030/1525 × 2 × 1850) Zyl. Durchm. × 1700 Hub, n = 83.

Datum des Versuchs	7. Juli 1904	8. Juli 1904
Dampfdruck	12,7 at	12,2 at
Dampftemperatur	300° C	300° C
Vakuum	69,2 cm	68,6 cm
Touren pro Minute	82,14	82,8
Leistung in PS indiziert	5175	4169
Dampf pro PS_i/Std.	4,06 kg	3,95 kg
Indizierte Leistung bei Leerlauf	394	394
PS effektiv	4781	3775
Dampf pro PS effektiv und Stunde	4,4 kg	4,36 kg

Der Dampfverbrauch der Parsonsturbine ist ebenfalls bei den Abnahmeversuchen festgestellt worden.

Für beide Maschinen ist zur Ermittlung des Kohlenverbrauchs ein Wirkungsgrad der Kessel von 75%, ein Verlust in den Rohrleitungen usw. von 3% angenommen. Zur Ermittlung der Nutzleistung der Turbine ist als Wirkungsgrad der Dynamo 95% vorausgesetzt. Während der Dampf- und der Kohlenverbrauch der Dampfmaschine und der Dampfturbine bei der Normalleistung gleich sind, verhält sich die Dampfmaschine bei geringeren Leistungen günstiger als die Turbine. Wenn demnach auch die Brennstoffausnutzung der Dampfturbine und der Dampfmaschine bei Vollbelastung vorläufig als gleichwertig angesehen werden kann, so ist doch die Dampfturbine der Dampfmaschine in diesem Falle wirtschaftlich überlegen, weil bei ihr durch allerdings nicht erheblich geringere Herstellungskosten, geringeren Fundament- und Raumbedarf die Gesamtanlagekosten und durch erhebliche Einschränkung des Ölbedarfs auch die Betriebskosten bei ausreichender Belastung niedriger ausfallen als bei der Dampfmaschine.

Tabelle VI.

Neuere Versuche mit Dampfturbinen und Kolbenmaschinen

Bauart der Turbine	Belastung in %, der vollen Last	Minutliche Tourenzahl	Dampf-Temperatur vor Ventil °C	Druck vor Ventil Atm. abs.	Überhitzung °C	Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf[1] λ	Vakuum cm Hg	Barometerstand cm Hg.	Kondensatorspannung Atm. abs.
Rateau 350 KW (Versuch vom 19./21. Juli 1904)	100	3000	272	11,6	87	705	59,3	77,0	0,241
	102,4	3000	286	11,1	103	712	62,8	»	0,193
	74,8	3000	270	13,3	79	703	61,8	»	0,207
	50,5	3000	271	14,0	77	703	61,7	"	0,208
	50,5	3000	288	14,45	92	711	67,9	»	0.124
	0	3000	264	12,1	77	701	66,1	»	0,148
Parsons 375 KW	100,0	3000	—	11,8	—	664	69,6	76,2	0,090
	100,0	3000	263	11,55	78	700	69,8	»	0,087
» 350 »	102,6	3360	225	11,6	40	682	70,7	»	0,075
	53,0	3151	222	11,7	86	681	71,8	»	0,060
	101,0	3430	234	10,9	51	687	44,2	»	0,435
	50,7	3255	229,5	11,1	46	685	44,2	»	0,435
» 300 »	101	3000	—	11,0	—	663	56,7	»	0,265
	101	3000	—	11,2	—	663	64,4	»	0,160
» 300 »	104	3000	215	11,6	30	677	70,9	»	0,072
	77	3000	214	11,8	28	677	70,5	»	0,078
	51,5	3000	207	11,6	22	673	70,9	»	0,072
Zoelly 500 PS	100	2872	246	12,5	57	692	66,8	71,5	0,064
	100	2973	257	12,8	67	696	66,7	»	0,065
	100	2968	225	10.95	42,5	682	66,4	»	0,069
	78	2960	246	9,95	68	694	55,8	»	0,213
Curtis 660 KW	100	1800	245	10,55	64	692	72,5	77,0	0,061
Rateau 500 KW	96,2	1500	—	16,0	—	667	40,3	76,7	0,495
	70,7	1500	—	15,9	—	667	51,5	»	0,343
	50,7	1500	—	15,9	—	667	52,2	»	0,333
	31,1	1500	—	15,75	—	666	59,6	»	0,233
	0	1500	—	15,9	—	667	64,4	»	0,167
Westinghouse Parsons 400 KW nach Mailloux, New York.	108,5	—	182,7	9,7	trocken ges.	662	68,6	76,2	0,103
	66,5	—	181,8	9,75	»	662	68,6	»	0,103
	88,8	—	181,2	9,55	»	661,5	68,6	»	0,103
	108,8	—	182,8	10,0	»	662	66,1	»	0,137
	87,8	—	183,3	10,1	»	662	66,1	»	0,137
	64,5	—	183,3	10,2	»	662	66,1	»	0,137
Dampfmaschinen: Rice und Sargent	—	103,3	378	10,95	195	756	63,8	76,5	0,173
Sulzer Tandem	—	110	303	9,85	125	721	67,1	76,2	0,124
Sulzer Dreifach-Expansion	—	65,6	197	12,9	7	668	68,4	72,3	0,053
Porter Allen Dreifach-Expansion	—	—	—	13,3	—	656	66,8	75,6	0,120

[1]) Von Wasser von 0° ab gerechnet.

Tabelle VI.

mittlerer Gröfse bei verschiedenen Belastungen.

Dampfverbrauch kg pro		Belastung		Wirkungsgrade		Druck	Temp.	Über-hitzg.	Zum Vergleich Dampfverbrauch pro		Bemerkungen
1 KW-Std.	1 elektr. PS-Std.	KW	elektr. PS	therm. Wirkungsgrad %	Gütegrad	hinter Regulierventil kg/qcm	hinter Regulierventil °C	°C	1 Brems-PS-Std. $\eta_{dyn} = 0,90$	1 ind. PS-Std. $\eta_{mech} = 0,9$	
9,97	7,33	349,4	474	12,3	53,8	10,5	—	—	6,59	5,94	19. Juli 1904
9,32	6,85	356,5	485	13,1	55,8	10,2	270	90,5	6,16	5,55	21. » »
10,45	7,68	260,4	354	11,8	49,7	8,3	—	—	6,91	6,22	19. » »
11,71	8,63	175,6	239	10,51	43,9	6,1	—	—	7,77	6,99	
10,4	7,65	176,0	239,5	11,71	44,2	5,8	258	101,5	6,88	6,20	21. » »
insgesamt 528 kg = 15,2% der vollen Last		0	0	0	0	0,36	—	—	—	—	19. » »
9,78	7,18	376,9	512,5	13,38	50,6	—	—	—	6,46	5,82	Nach einem Parsons Prosp.
8,72	6,41	374,06	509	14,20	52,6	—	—	—	5,77	5,19	Dundee Turbine
9,36	6,88	359,5	489	13,58	50,2	—	—	—	6,19	5,57	
10,62	7,82	185,5	252,3	11,96	42,5	—	—	—	7,04	6,33	Penn. Salt Co.
11,57	8,51	353,5	480,5	10,90	57,0	—	—	—	7,66	6,89	Wechselstrom
14,77	10,87	177,2	241	8,56	44,8	—	—	—	9,79	8,81	
11,59	8,52	303,4	412	11,28	52,8	—	—	—	7,67	6,90	Wechselstrom
10,95	8,06	303,15	412	11,92	49,8	—	—	—	7,25	6,53	
9,09	6,68	312,1	424,5	14,1	51,8	—	—	—	6,01	5,41	de Beers Dynamit-Werke
9,72	7,15	231,8	315	13,2	48,8	—	—	—	6,44	5,79	
10,76	7,91	154,5	210	12,0	44,0	—	—	—	7,12	6,41	
8,61	6,33	391,7	532	14,5	45,5	9,5	215	39	5,70	5,13	
8,33	6,12	389,6	529,5	14,95	48,3	9,5	218	41	5,51	4,96	Stodola
8,97	6,60	390,4	531	14,15	48,1	9,5	215	39	5,94	5,35	
10,44	7,68	305,4	415	11,95	52,6	9,2	221	46	6,91	6,22	
8,35	6,14	660	897	15,0	52,6	—	—	—	5,53	4,98	Stodola
14,92	10,98	481,2	655	8,7	42,8	10,5	—	—	9,88	8,89	
14,94	10,99	353,5	480	8,7	39,6	7,6	—	—	9,89	8,90	Versuche
16,04	11,80	258,7	344,5	8,1	36,7	5,95	—	—	10,62	9,56	vom
18,12	13,33	155,2	211,2	7,2	30,2	4,2	—	—	12,0	10,80	29. Juli 1904
insgesamt 982 kg = 13,7% der vollen Last		0	0	0	0	10,6	—	—	—	—	
9,70	7,12	434	590	13,5	53,7	—	—	—	6,66	5,99	η_{dyn} = 93,5%
10,67	7,85	266	362	12,2	48,8	—	—	—	7,14	6,43	» = 91,0 »
10,01	7,37	356	483	13,0	52,1	—	—	—	6,82	6,14	» = 92,5 »
9,91	7,28	435	591	13,2	52,3	—	—	—	6,81	6,13	» = 93,5 »
10,36	7,62	351	477	12,6	50,1	—	—	—	7,05	6,34	» = 92,5 »
11,05	8,13	258	351	11,8	46,8	—	—	—	7,40	6,66	» = 91,0 »
—	(5,5)	indizierte PS 474,5		15,3	62	—	—	—	(4,94)	4,43	Jacobus & Wood
—	(6,05)	519,0		14,6	59,7	—	—	—	(5,44)	4,90	Eng. News
—	(6,02)	683,0		15,85	53,2	—	—	—	(5,42)	4,88	2 Oktober 1902, S. 259 A. S. M. E. 1897
—	(7,72)	574,4		12,55	49,7	—	—	—	(6,93)	6,24	S. 810

Lehrreich für den Vergleich der Raum- und Fundamentbeanspruchung einer gleich starken amerikanischen Westinghouse-Turbine und einer Dampfmaschine amerikanischer Bauart ist Fig. 29, die allerdings in etwas karikierter Weise die Verhältnisse darstellt.

Da der Dampf in der Turbine keiner Ölung bedarf, wird hier bei Verwendung von Oberflächenkondensatoren ein kristallklares Kondensat erzielt, das unmittelbar wieder in die Kessel gespeist werden kann. Aufser dem geringeren Raumbedarf der Turbinen bedingt dieser Umstand sowie der Fortfall der hin- und hergehenden Massen mit die grofse Bedeutung der Dampfturbinen für Schiffe.

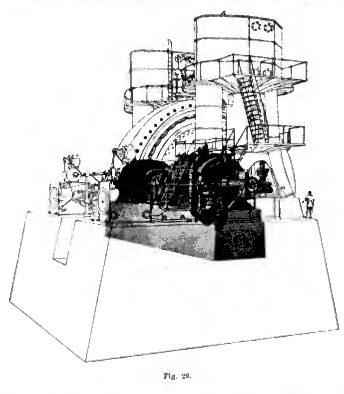


Fig. 29.

Die Dampfturbinen eignen sich der hohen Tourenzahl wegen vorzüglich zum direkten Antrieb von Dynamos, und die Einführung der Turbinen hat in bezug auf die Konstruktion raschlaufender Dynamos hohe Anforderungen an die Elektrotechnik gestellt. Besonders der Bau von funkenlos laufenden Gleichstromgeneratoren bereitet bei diesen hohen Umlaufzahlen grofse Schwierigkeiten, zum Unterschied von Dreh- und Wechselstromgeneratoren, die konstruktiv verhältnismäfsig einfacher aufzubauen sind. Ferner erfordert die Wärmeabführung aus den Dynamos häufig noch besondere Ventilationseinrichtungen.

Die Wärmeausnutzung in der Dampfturbine wird wesentlich dadurch begünstigt, dafs die Turbine in der Niederdruckstufe (zwischen atmosphärischem Druck und Kondensatorspannung) günstiger arbeitet als die Kolbenmaschine. Während man sich bei letzterer, um nicht fast unausführbare Zylinder- und Steuerungsabmessungen mit sehr grofsen Reibungsverlusten zu erhalten, am Ende der Expansion einen grofsen Spannungsabfall und im Niederdruckzylinder erhebliche Abkühlungsverluste gefallen lassen mufs, dehnt die Dampfturbine den Dampf vollständig bis zur Kondensatorspannung nahezu ohne Verluste aus und nimmt die dabei auftretenden grofsen Dampfvolumina ohne Schwierigkeiten auf.

Die Turbinen sind daher sehr dankbar für eine gute Luftleere, und das Bestreben der Konstrukteure geht dahin, ihre Kondensationseinrichtungen so auszubilden, dafs sie die bei einem hohen Vakuum von 90—95% auftretenden grofsen Dampfvolumina mit dem geringsten Spannungsverlust im Kondensator aufnehmen und niederschlagen. Die Erzeugung eines hohen Vakuums ist aber an eine grofse Menge kalten Kühlwassers gebunden und

die Turbinenfabriken schreiben in ihren Garantien kaltes Wasser von 15° C vor. Tatsächlich nimmt der Dampfverbrauch mit dem Steigen des Gegendruckes im Kondensator bei den Turbinen sehr erheblich zu, und zwar rascher als bei den Kolbendampfmaschinen.

Einen Vergleich in dieser Beziehung gibt die Fig. 30, in der die Ergebnisse von Versuchen mitgeteilt sind, die an einer 200 pferdigen Dreizylindermaschine, einer 350 KW Rateauturbine und einer 300 KW Parsonsturbine mit verschiedenen Kondensatorspannungen ausgeführt worden sind. Während der Dampfverbrauch pro PSi/Stunde der Dampfmaschinen mit dem Gegendruck im Kondensator verhältnismäfsig langsam ansteigt, wächst er in der Parsonsturbine rascher und etwa in demselben Mafse, wie er sich in der Dampfmaschine rechnungsmäfsig bei als gleich angenommenen Strömungs- und Wandungsverlusten ergeben würde.[1] Bei der Rateauturbine nimmt er noch rascher zu als bei der Parsonsturbine.

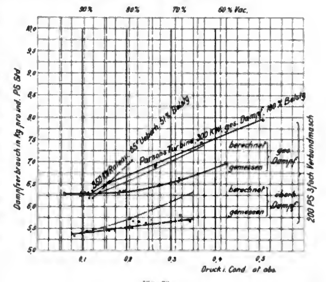


Fig. 30.
Dampfverbrauch von Kolbenmaschinen und Dampfturbinen bei verschiedenem Vakuum.

Die oben erörterten günstigen Eigenschaften der Niederdruckturbine in bezug auf die Aufnahme grofser Dampfvolumina bei niederer Kondensatorspannung haben Rateau, dessen hervorragende Arbeiten auf dem Gebiete der Turbinentheorie, auch in bezug auf Pumpen und Kompressoren, in Deutschland nicht genügend gewürdigt werden, veranlafst, solche Turbinen mit Kondensation zur Ausnutzung des Abdampfes von Auspuffmaschinen zu verwenden. Um auch bei Auspuffmaschinen mit Betriebspausen, z. B. Fördermaschinen, ununterbrochenen Turbinenbetrieb durchführen zu können, hat Rateau seine Wärmespeicher entworfen, im wesentlichen grofse, schmiedeeiserne Zylinder, die mit Wassermassen angefüllt sind.

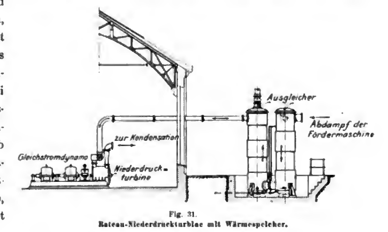


Fig. 31.
Rateau-Niederdruckturbine mit Wärmespeicher.

Fig. 31 stellt eine solche Rateau-Niederdruckturbine mit Kondensation in Verbindung mit einem Wärmespeicher dar, die auf den Gruben von Bruay in Nordfrankreich eine Dynamomaschine betreibt und durch den Auspuffdampf einer Fördermaschine gespeist wird. Das Dia-

[1] Siehe Bericht II.

gramm, Fig. 32, läfst die Ausgleicherwirkung erkennen; bei zu langen Betriebspausen genügt diese nicht, und es wird gedrosselter Frischdampf durch ein selbsttätiges Ventil zugesetzt: ein nicht gerade wirtschaftliches Hilfsmittel. Mit 17 kg Auspuffdampf von atmosphärischer Pressung leistet die Turbine 1 PS^e, d. i. etwa derselbe spezifische Dampfverbrauch, den die Abwärmekraftmaschinen erfordern, jedoch haben diese den Vorteil, dafs der Kolbendampfmaschine noch ein Vakuum von 70% zugute kommt, während in dem Fall der Niederdruckturbine die Dampfmaschine mit Auspuff, also wesentlich ungünstiger arbeitet. Bei neueren Rateauanlagen (Rombach) wird sogar vor der Turbine mit noch höherem Druck und zwar Vakuum, aber nur mit 0,4 kg gearbeitet.

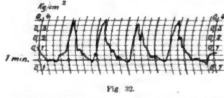


Fig. 32.

Insbesondere auf Hütten und Bergwerksanlagen lassen sich mit dieser Einrichtung erhebliche wirtschaftliche Ersparnisse erzielen, wenn kaltes Kühlwasser in genügender Menge zur Verfügung steht. In vielen Fällen ist dies aber nicht der Fall, sondern das Kühlwasser mufs rückgekühlt werden. Dann würde ein Niederdruckdampfzylinder mindestens die gleichen Dienste leisten wie die Niederdruckturbine.

Brennstoff- und Ölverbrauch, Brennstoffkosten von Wärmekraftmaschinen mittlerer Gröfse.

Einen Vergleich des Brennstoff- und des Wärmeverbrauchs für 1 PS_e/Std. einiger Wärmemotoren mittlerer Gröfse bei verschiedenen Belastungen ermöglichen die in den Fig. 33 und 34 wiedergegebenen Schaubilder. Aufgeführt sind:

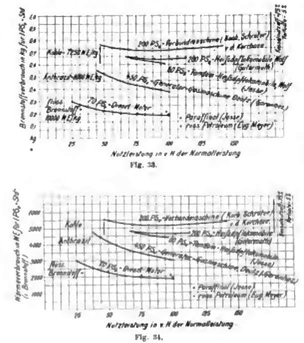


Fig. 33.

Fig. 34.

1. Die von Schröter und Koob untersuchte und von van den Kerkhove erbaute 200 PS-Verbund-Dampfmaschine mit Heifsdampfbetrieb, deren Wärmeverbrauch bis jetzt von anderen ortfesten Dampfmaschinen dieser Gröfse nicht erreicht worden ist. Die für diese Maschine ermittelten Wärmeverbrauchszahlen sind unter Annahme eines Nutzeffekts der Kessel, einschliefslich Überhitzer, von 75% und eines Wärmeverlustes von 5% in Kohlenverbrauch umgerechnet. Der hier angenommene Wirkungsgrad der Kesselanlage und der Rohrleitung entspricht ungefähr den bei grofsen Elektrizitätswerken gemachten Betriebserfahrungen.

2. Eine 200pferdige Wolfsche Heifsdampflokomobile, untersucht von Gutermuth in Darmstadt.

3. Die von mir untersuchte Wolfsche Tandem-Heifsdampflokomobile von 60 PS mit doppelter Überhitzung.

Für den Wärmeverbrauch im Brennstoff dieser drei Dampfmotoren ist Kohle von 7250 WE kg zugrunde gelegt.

4. Mit diesen Dampfmotoren in Vergleich gestellt ist eine 450 PS-Generatorgaskraftanlage der Gasmotorenfabrik Deutz, für die mir nur die Garantiezahlen zur Verfügung stehen.

5. Ein 70 PS-Dieselmotor für Betrieb mit flüssigem Brennstoff, Paraffinöl oder russischem Rohöl.

In bezug auf das pro PS_e/Std. verbrauchte Brennstoffgewicht stellt sich hiernach am günstigsten der Dieselmotor, dem zunächst die Generatorgaskraftanlage folgt. Diese beiden Verbrennungskraftmaschinen ergeben daher geringeren Brennstoff- und günstigeren Wärmeverbrauch wie die Dampfkraftanlagen. An der Spitze der letzteren steht die 60 PS-Tandem-Heifsdampflokomobile, die etwas günstiger abschneidet wie die 200 PS-Heifsdampflokomobile. Beide sind aber sowohl im Kohlen- wie im Wärmeverbrauch der vorzüglichen ortfesten Kerkhove-Maschine überlegen.

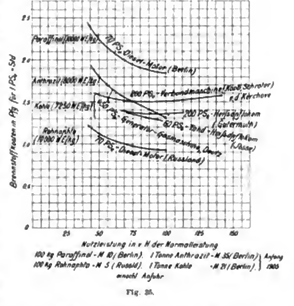


Fig. 35.

Für den wirtschaftlichen Vergleich dieser verschiedenen Wärmekraftmaschinen in bezug auf den Brennstoff ist aber nicht der Wärmeverbrauch mafsgebend, sondern es kommen hierbei die aufzuwendenden Brennstoffkosten pro PS_e/Std. in Frage, die das Bild wesentlich verschieben. Für den Dieselmotor kommt in Deutschland gegenwärtig als billigster Brennstoff das Paraffinöl von etwa 9700 WE/kg in Frage, von dem 100 kg einschliefslich Anfuhr in Berlin 10 Mk. kosten. Für die Gasmaschine ist englischer Anthrazit vorausgesetzt, von dem die Tonne einschliefslich Anfuhr in Berlin 35 Mk. kostet, während für die Dampfkraftmaschinen Kohle von 7250 WE kg angenommen ist, von der die Tonne einschliefslich Anfuhr in Berlin sich auf 21 Mk. stellt.

Aus der zeichnerischen Zusammenstellung der Brennstoffkosten für das Nutzpferd und Stunde in Fig. 35 ergibt sich nun, dafs der Dieselmotor beispielsweise in Rufsland bei den dortigen billigen Ölpreisen in bezug auf die Brennstoffkosten die günstigste Wärmekraftmaschine ist, dafs er aber in Deutschland in dieser Beziehung an der ungünstigsten Stelle steht. Am besten in bezug auf Brennstoffkosten schneidet die kleine Wolfsche 60 PS-Tandem-Heifsdampflokomobile ab, die noch etwas günstiger arbeitet wie die 200 PS-Heifsdampflokomobile, die aber beide in bezug auf die Brennstoffkosten von der Kerkhove-Maschine nicht erreicht werden. Die Sauggasanlage steht bei der Normalleistung in bezug auf die Brennstoffkosten zwischen den

beiden Lokomobilen. Bei geringerer Belastung nehmen die Kosten jedoch rasch zu und überschreiten bei 75% Leistung schon die der Kerkhove-Maschine.

Verfolgt man das wirtschaftliche Bild weiter unter Berücksichtigung der übrigen Betriebs- und Unterhaltungskosten, insbesondere des Schmierölverbrauchs, des Abbrandes in Ruhe und beim Anblasen bei der Gaskraftanlage, bzw. des Verbrauchs beim Anheizen der Dampfkraftmaschinen, so kann man annehmen, dafs die Lokomobilen bei Normalleistung wirtschaftlich der Sauggasanlage mindestens gleichstehen, bei geringerer Belastung der letzteren aber unbedingt überlegen sind.

Über den Schmierölverbrauch der verschiedenen Wärmekraftmaschinen herrschen sehr unklare Ansichten. Es dürfte daher willkommen sein, den Ölverbrauch, getrennt für Zylinder und Triebwerk, wie er sich im praktischen Betrieb ergeben hat, für die Lokomobilen, eine 200 PS-Dreifach-Verbundmaschine, einen 150 PS-Sauggasmotor und eine 300 KW-Dampfturbine pro PS_e/Std. zusammengestellt zu sehen.

Ölverbrauch pro PS_e/Std. verschiedener Wärmekraftmaschinen.

	Gesamtleistung PS_e	Zylinderöl g pro PS_e/Std.	Triebwerksöl g pro PS_e/Std.
Wolfsche Heifsdampf-Tandemlokomobile (Josse)	55,1	1,73	2,22
Wolfsche Heifsdampf-Verbundlokomobile (Gutermuth)	177	0,533	1,645
Wolfsche Heifsdampf-Verbundlokomobile (Gutermuth)	226	0,406	1,23
Görlitzer Dreifach-Expansionsmaschine, Sattdampf. Mittel aus 18 Versuchen (Josse)	156,5	2,0	16,9
Görlitzer Dreifach-Expansionsmaschine, Heifsdampf. Mittel aus 15 Versuchen (Josse) . . .	155,9	3,1	14,8
Deutzer einfach wirkender Viertakt-Motor. Mittel einer Betriebswoche (Josse)	124	1,82	5,98
Parsons Turbo-Dynamo (Z. d. V. d. I.)	407,5	—	0,172

Man sieht, dafs die Dampfturbine, deren Arbeitsdampf nicht geölt wird, infolge der Ringschmierung der Lager und der Ölzirkulation in bezug auf Ölverbrauch bei weitem am günstigsten abschneidet, dafs dagegen die Kolbendampfmaschine das meiste Öl verbraucht. Von den übrigen Wärmekraftmaschinen stehen die Lokomobilen in bezug auf Ölverbrauch am günstigsten, während die Deutzer Viertakt-Gasmaschine weder im Triebwerk noch im Zylinder den Ölverbrauch der Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine erreicht.

Das für die besprochenen Wärmekraftmaschinen gegebene wirtschaftliche Bild kann Anspruch auf Vollständigkeit nicht machen. Es fehlt vor allem die Berücksichtigung der Anlagekosten und der Amortisation, des Raumbedarfs, die z. B. beim Dieselmotor die Sachlage verschiebt, aufserdem kommen die örtlichen Verhältnisse und die an den einzelnen Orten infolge der Fracht verschiedenen Brennstoffpreise zur Geltung, zuletzt auch die Frage der Betriebssicherheit, in der die besprochenen Wärmekraftmaschinen noch nicht als gleichartig angesehen werden können.

Mehrstoffdampfmaschinen.

Es wurden bis jetzt die hauptsächlichen selbständigen Wärmekraftmaschinen und ihre in neuester Zeit erreichte Ausbildung erörtert. Daneben hat man in den letzten Jahren versucht, die Wärmeausbeute der Maschinen, insbesondere der Dampfmaschinen, durch Verwendung eines zweiten Arbeitsstoffes zu steigern. Dies kann entweder dadurch geschehen, daſs man eine bei hoher Temperatur siedende Flüssigkeit vor die Dampfmaschine schaltet und hierdurch das Temperaturgefälle nach oben erweitert oder indem man eine bei niederer Temperatur siedende Flüssigkeit hinter der Dampfmaschine anwendet und hierdurch das Temperaturgefälle nach der unteren Grenze, d. h. bis zur Kühlwassertemperatur, vergröſsert. Letzteres Verfahren, die aus unseren Wärmemotoren abgeführte Wärme (Abwärme) zur Arbeitsleistung heranzuziehen, hat zum Bau der Abwärmekraftmaschinen geführt.

Obgleich es zweifellos aussichtsreich ist, durch einen anderen Stoff als Wasserdampf die Temperaturgrenze der Dampfmaschine nach oben hin zu erweitern, so sind Versuche in dieser Richtung noch nicht vorgenommen worden, weil eine einwandfreie, technisch brauchbare Flüssigkeit nicht zur Verfügung steht.[1])

Zur Ausnutzung der unteren Temperaturgrenze können die Flüssigkeiten benutzt werden, die in der Eismaschinentechnik seit Jahren verwendet werden. Bekanntlich müssen wir aus den Wärmemotoren erhebliche Wärmemengen abführen, und zwar bei Gasmaschinen durch Kühlwasser und Abgase, bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen durch den Kondensator. Es stehen daher groſse Abwärmemengen, bei den Gasmaschinen von der Temperatur der Abgase, etwa 400°, bei Dampfmotoren von ungefähr 50 bis 65° entsprechend dem Vakuum im Kondensator, zur Verfügung, die wir bis zur Kühlwassertemperatur (10—15°) durch Vermittlung von Kaltdämpfen ausnutzen können. Im Anschluſs an Dampfmaschinen sind eine Reihe Abwärmemaschinen unter Verwendung von schwefliger Säure als Arbeitsmittel seit einigen Jahren im Betrieb, so daſs über diese Maschinen jetzt genügende Erfahrungen zur Beurteilung der praktisch erreichbaren Ausbeute vorliegen. Die an diesen Anlagen gewonnenen Erfahrungen lehren, daſs sich die zur Verminderung der Herstellungskosten anfänglich ganz aus Schmiedeisen gebauten Oberflächenapparate mit schmiedeisernen Röhren für die Verdampfer, wo reines Dampfwasser bzw. schweflige Säure an den Rohrinnen- bzw. Auſsenflächen sich befinden, tadellos halten und nach mehr als dreijährigem Betrieb unberührte Oberflächen aufweisen, während bei den Kondensatoren die schmiedeisernen Röhren unter dem Einfluſs des Kühlwassers rosten und nach etwa zwei bis drei Jahren unbrauchbar werden. Um dies zu vermeiden, müssen die Kondensatoren mit Kupferröhren, ähnlich wie bei der Mehrzahl der Eismaschinen, ausgestattet werden.

Hierdurch werden die ohnehin nicht geringen Anlagekosten der Abwärmekraftanlagen so hoch, daſs sie trotz geringen Dampfverbrauches nur unter besonders günstigen Betriebsbedingungen (hohe tägliche Betriebszeit und kaltes Kühlwasser in ausreichender Menge) wirtschaftlich sind.

Als Beispiel einer groſsen Dampfabwärmeanlage führe ich die 450 pferdige Abwärmekraftmaschine der Spinnerei und Weberei Steinen in Baden an, die in Fig. 36 in ihrem Aufbau mit der SO_2-Flüssigkeitspumpe dargestellt ist. Zur Kondensation steht kaltes

[1]) In neuerer Zeit wird von Dr. Schreber die Erfindung der Mehrstoffmaschine in Anspruch genommen, aber mit Unrecht, denn der Gedanke ist bereits vor vielen Jahren von Gottlieb Behrend in Hamburg ausgesprochen und auch dem Franzosen Seigle in Lyon patentamtlich geschützt worden.

Kühlwasser in ausreichender Menge zur Verfügung, aufserdem ist die Anlage täglich 24 Stunden im Betrieb und wird nur Sonntags angehalten. Es sind also hier Bedingungen gegeben, bei denen eine Abwärmekraftmaschine trotz ihrer hohen Anlagekosten sich als



Fig. 36.
450 pferdige Abwärmekraftmaschine der Spinnerei Steinen.

durchaus wirtschaftlich erweist. Die Maschine ist seit zwei Jahren im Betrieb. Sie nimmt den Abdampf von zwei Wasserdampfmaschinen von zusammen 800 PS auf, deren eine (die



Fig. 37.
Zugehörige neuere Dampfmaschine.

neuere) von 550 PS_i in Fig. 37 dargestellt ist und die Art des Antriebs der Haupttransmission erkennen läfst, auf die auch die Abwärmekraftmaschine arbeitet. Der Abdampf der Dampfmaschinen im Gewicht von stündlich 5600 kg gelangt in den Verdampfer, in dem der Dampf

unter Vakuum kondensiert und dabei die Kaltdämpfe erzeugt. Die Verbindung zwischen dem unmittelbar auf dem Fufsboden stehenden Verdampfer und der Abwärmemaschine zeigt Fig. 38.

Die beiden Kaltdampfkondensatoren sind stehender Bauart und im Nebenraume, Fig. 39, aufgestellt. Das Kühlwasser wird durch die gleichfalls in Fig. 39 sichtbare Kreiselpumpe aus einem kleinen Flufs auf die Oberflächenkondensatoren gehoben, von denen es wieder in den Flufs zurückfällt.

Bei Versuchen, die ich Ende Januar 1904 mit der Anlage Steinen ausgeführt habe, wurde auf je 13,2 kg Abdampf der Wasserdampfmaschine 1 PS_i/Std. in der Abwärmemaschine geleistet. Die Mitte Juni 1904 von den Herren Oberingenieur Pietzch vom Badischen Dampfkessel Revisionsverein und Oberingenieur Schübeler von Gebr. Sulzer, Winterthur, vorgenommenen eingehenden Abnahmeversuche haben nachgewiesen, dafs die Anlage den von der Abwärmekraftmaschinen Ges. eingegangenen Garantien in jeder Beziehung entsprochen hat.



Fig. 38.
Verdampfer mit Abwärmekraftmaschine.

Der Dampfverbrauch der neuen Dampfmaschine allein betrug nach den Versuchen, wenn dieselbe für sich mit Kondensation arbeitet, 6,4 kg pro PS_i und Std. und der Dampfverbrauch der alten Dampfmaschine unter den gleichen Bedingungen 9,84 kg pro PS_i und Std.

Mit Rücksicht auf das im Sommer wärmere Kühlwasser betrug (bei einer Leistung von 322,3 PS_i) der stündliche Abdampfverbrauch der SO_2 Maschine 17,6 kg, der Dampfverbrauch der Dampf-Abwärmeanlage, bestehend aus den beiden Dampfmaschinen mit einer Leistung



Fig. 39
Kaltdampfkondensatoren.

von zusammen 734,5 N_i und der Schwefligsäuremaschine mit einer Leistung von 322,3 PS_i, zusammen 1056,8 PS_i, ergab sich zu 5,57 kg pro PS_i und Std.

Der Gang der Maschinen war ein sehr gleichmäfsiger, was durch von der Haupttransmissionswelle abgenommene Tachometerdiagramme bestätigt wurde.

Eine andere 150 pferdige Abwärmekraftmaschinen-Anlage, in Fig. 40 dargestellt, ist im Herbst 1903 von Schröter untersucht worden. Infolge der Verwendung rückgekühlten Wassers stieg der Abdampfverbrauch für 1 PS_i/Std. der Abwärmemaschine hier auf 16,3—17,5 kg.



Fig. 40.
150 pferdige Abwärmekraftmaschinenanlage.

Seit mehr als einem Jahre ist in der Spinnerei Frey in Mühlhausen (Elsafs) eine neuere einheitlich gebaute kombinierte Dampf-Abwärmekraftmaschine (Abwärmezylinder 250 PS) im laufenden Betrieb.

Es ist interessant, dafs sich bei allen bis jetzt ausgeführten Abwärmekraftmaschinen die von mir bei der ersten Anlage im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg gemachte Beobachtung bestätigt, dafs der ganze Maschinensatz, d. h. die vereinigte Dampf- und Abwärmemaschine, den günstigsten Dampfverbrauch pro PS_i/Std. der kombinierten Maschine bei höherem Gegendruck im Dampfmaschinenkondensator aufweist. So z. B. betrug der Dampfverbrauch der oben erwähnten, von Schröter untersuchten Dampf-Abwärmemaschine für 1 PS_i/Std. bei höherem Vakuum von 65% 5,6 kg und bei niederem Vakuum von 52% dagegen 5,1 kg.

Die Ursache für diese bei allen Anlagen beobachtete Erscheinung liegt zunächst in dem ungewöhnlich hohen Gütegrad der Abwärmemaschine. Trotzdem die Maschine der Strömungsverhältnisse des Kaltdampfs wegen mit einem sehr grofsen schädlichen Raum von etwa 30% ausgeführt werden mufste, hat Schröter einen Gütegrad von 78% ermittelt; das ist wesentlich höher als für die Niederdruckzylinder der Dampfmaschinen angenommen werden kann.

Dieser festgestellte ungewöhnlich hohe Gütegrad der Abwärmemaschine läfst es erklärlich erscheinen, dafs die Abwärmemaschine trotz des geringen ihr zur Verfügung stehenden

Temperaturgefälles eine verhältnismäfsig grofse Ausbeute ergibt, und begründet in Verbindung mit dem oben erwähnten Verhalten der Wasserdampf-Kolbenmaschine in bezug auf das Vakuum, warum die vorteilhafteste Abgrenzung zwischen Wasserdampf- und Abwärmemaschine nicht bei der höchsten, sondern etwa bei einer Luftleere von 70—60% liegt. Es erweist sich eben als zweckmäfsig, einen Teil des Temperaturgefälles von dem Niederdruckzylinder auf den Abwärmezylinder mit herüber zu nehmen, weil die Ausnutzung im letzteren erheblich günstiger ist. Diese Überlegenheit der Abwärmemaschine trotz des grofsen schädlichen Raumes und bei dem etwa gleich grofsen Temperaturgefälle wie im Niederdruckzylinder der Dampfmaschine, läfst sich nur durch die physikalischen Eigenschaften des Arbeitsmittels erklären.

Hier ergibt sich die Tatsache, dafs die Natur des Arbeitsmittels die Wärmeausnutzung erheblich beeinflufst, weil sie die Verluste gegenüber der vollkommenen Maschine vermindert, eine Beobachtung, die zu weiteren Versuchen in der Richtung der Ausgestaltung der Zweistoffmaschine nach der oberen Temperaturgrenze der Dampfmaschine hin anregt.

II. Versuche mit einer Dreizylindermaschine und dem zugehörigen Oberflächenkondensator,

insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

(Mit gesättigtem und überhitztem Dampf.)

Bei der seinerzeit von mir im Anschlufs an eine Dreizylindermaschine von ca. 200 PS des Maschinenlaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg entworfenen Abwärmekraftmaschine von 60 bis 70 PS (siehe Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium, Heft 3) hatten zahlreiche Versuche ergeben, dafs der günstigste Dampfverbrauch der kombinierten Dampf-Abwärmemaschine pro PS/Std. bei einer Luftleere von etwa 70% im Wasserdampfkondensator erzielt wurde.

Wenn auch die Garantieversuche der Dampfmaschinen stets bei der höchsten erreichbaren Luftleere ausgeführt zu werden pflegen und man hierbei in der Regel den günstigsten Dampfverbrauch pro ind. PS/Std. erwartet, so liefsen diese Versuche mit der Dampfabwärmemaschine immerhin die Vermutung zu, dafs die Luftleere in den Grenzen von 90 bis 70%, wie sie im praktischen Maschinenbetrieb vorkommen, den Dampfverbrauch doch nicht so stark beeinflufst, wie es auf den ersten Blick erscheinen mag.

Für die wirtschaftliche Beurteilung einer Dampfkraftanlage kommt ferner der Dampfverbrauch pro ind. PS erst in zweiter Linie in Betracht. In erster Linie mafsgebend ist der Wärme- resp. Kohlenverbrauch pro Nutzpferd. Tatsächliche Anhaltspunkte, wie weit mehr oder weniger vollkommene Luftleere die Wirtschaftlichkeit der Kolbenmaschine beeinflufst, fehlen.

Um zur Klärung dieser Frage beizutragen, habe ich eine Reihe von Versuchen durchgeführt, deren Ergebnisse ich nachfolgend mitteile. Es ist dabei nicht zu verkennen, dafs das Ergebnis solcher Versuche wesentlich von Bauart und Gröfse der Maschine abhängt; es wäre daher unrichtig, solche Resultate ohne weiteres im vollen Umfang zu verallgemeinern; immerhin geben sie nach mancher Richtung Aufklärung auch in allgemeiner Beziehung.

Die Frage hat insofern Interesse, als die höchsten Luftleeren von 90 bis 95%, wie sie heutzutage bei den Dampfturbinen angestrebt werden, reichliche Mengen kalten Kühlwassers erfordern, die nicht immer zur Verfügung stehen. Namentlich in den zahlreichen Fällen, wo Rückkühlung angewendet werden mufs, verlangen hohe Luftleeren teuere Anlagen und den Umlauf sehr erheblicher Kühlwassermengen, also kostspieligen Nebenbetrieb.

Die Frage des **Einflusses der Luftleere auf den Dampfverbrauch der Kolbenmaschinen** kann von verschiedenen Richtungen aus betrachtet werden. Soviel dürfte indes feststehen, dafs eine **praktisch brauchbare Lösung der Frage nur auf Grund von Versuchen erreicht werden kann.**

Thermodynamisch betrachtet liegt die Sache einfach, indem für die Kolbenmaschine der gleiche Satz gilt, der bei der Dampfturbine so vorzügliche Resultate ergibt, nämlich, dafs die Wärmeabfuhr bei der niedrigsten Temperatur, das ist geringster Kondensatorspannung, zu erfolgen hat, dafs also das beste Vakuum die gröfste Arbeitsausbeute liefert.

Eine rein theoretische Behandlung der Frage für die Kolbendampfmaschine führt aber zu praktisch unzulänglichen Ergebnissen, da sich der hier auftretende Einflufs der Zylinderwandungen und der Strömungswiderstände beim Auslafs in den Kondensator in seiner Wirkung nur durch Versuche feststellen läfst.

Die Luftleere, bezüglich die Kondensatortemperatur, welche in erster Linie auf den Niederdruckzylinder der Dampfmaschine einwirkt, mufs dort die Zylinderkondensation erheblich beeinflufsen, wenn man bedenkt, dafs z. B. bei 92% Luftleere die entsprechende Dampftemperatur 41,8°, bei 70% Luftleere 69,4° beträgt, es sich also um einen Temperaturunterschied des ausströmenden Dampfes von mehr als 25° handelt.

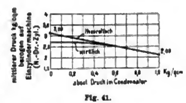


Fig. 41.

Die Versuche zur Ermittelung des Einflusses verschiedener Kondensatorspannungen auf die Dampfökonomie können auf mancherlei Weise angestellt werden.

Professor **Weigthon** (Newcastle upon Tyne) teilt im **Engineering** im Heft vom 8. August 1902 einige Versuche über dieses Gebiet mit, die er mit einer vertikalen Dreifach-Expansionsmaschine von 178/267/394 mm Zylinderdurchmesser und 457 mm Hub derart ausgeführt hat, dafs er die Maschine mit festgestellter Füllung, konstanter Eintrittsdampfspannung und konstanter Bremsbelastung betrieb und als einzige Gröfse nur das Vakuum änderte, das dann eine Änderung der Tourenzahl zur Folge hatte. Während theoretisch der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck sich mit Abnahme des Kondensatordruckes nach der geraden Linie Fig. 41 ändern sollte, verlief er wirklich auf Grund der Versuche nach der unteren Linie, und zwar war die Abweichung um so gröfser, je höher die Luftleere. Der Aufbau der Versuche ist nicht ganz einwandfrei, da insbesondere bei den verschiedenen Tourenzahlen die Strömungswiderstände veränderlich sind.

Anordnung der Versuche im Maschinenlaboratorium.

Bei den **von mir angestellten Versuchen** bin ich von der Erwägung ausgegangen, dafs in der Regel **eine vorhandene Maschine eine bestimmte Leistung innezuhalten** hat, auch wenn das Vakuum weniger gut ist. Ich habe daher bei meinen Versuchen **die Nutzbelastung, die Tourenzahl der Maschine sowie die Dampfeintrittsspannung konstant gehalten** und nur den Gegendruck im Kondensator verändert. Dies bedingt bei Erzielung der gleichen Leistung eine, wenn auch kleine Veränderung der Füllung im Hochdruckzylinder. Die Veränderung der Luftleere sollte nur in den Grenzen gehalten werden, die

im praktischen Maschinenbetrieb vorkommen. Es wurde daher mit etwa 0,3, 0,2 und 0,1 kg/qcm Gegendruck im Kondensator gearbeitet.

Bei diesen geringen Unterschieden des Gegendruckes waren von vornherein nur verhältnismäfsig kleine Differenzen im Dampfverbrauch zu erwarten. Die Versuche mufsten daher mit gröfster Genauigkeit und in gröfserer Zahl durchgeführt werden, wenn die einzelnen Werte überhaupt genügend sicher hervortreten sollten. Tatsächlich wurde diese Genauigkeit, wenn auch erst nach längeren Vorversuchen, erzielt.

Zu den Versuchen wurde die im Maschinen-laboratorium aufgestellte, von der Görlitzer Maschinenbau-Aktiengesellschaft gebaute Dreifach-Verbundmaschine benutzt.

Fig. 42 Untersuchte Dreizylindermaschine.

Die Maschine war vor Beginn der Versuche von der Erbauerin durch Einschleifen der Ventile usw. bereitwilligst in einwandfreien Zustand gesetzt worden. Die Maschine ist derart angeordnet, dafs der Hoch- und der Mitteldruckzylinder als Tandem liegend aufgestellt sind, während der stehende Niederdruckzylinder auf denselben Kurbelzapfen arbeitet wie die liegenden Zylinder. Der Aufbau der Maschine ergibt sich aus Fig. 42.

Der Hoch- und der Mitteldruckzylinder haben Ventilsteuerung, der erstere die zwangläufige (alte) und der letztere die freifallende (neue) Collmannsteuerung. Alle Zylinder haben geheizte Dampfmäntel; der Mantel des Hochdruckzylinders, der mit Frischdampf geheizt wird, war bei den Versuchen mit überhitztem Dampf abgesperrt. Die übrigen Mäntel werden mit auf ca. 4 Atm. abgedrosseltem Frischdampf geheizt, bei Betrieb mit gesättigtem Dampf ist dieser Teil des Heizdampfes wenn nicht etwas überhitzt, so doch mindestens getrocknet, während er bei Betrieb mit überhitztem Dampf durch die Drosselung noch stärker überhitzt worden ist.

Die Deckel der Dampfzylinder sind nicht geheizt. Die Dampfwege von der Zuströmung in den Hochdruckzylinder, von da zum Mitteldruckzylinder und von diesem zum Niederdruckzylinder sind in der Fig. 42 nicht entsprechend der Ausführung bei den Versuchen dargestellt, son-

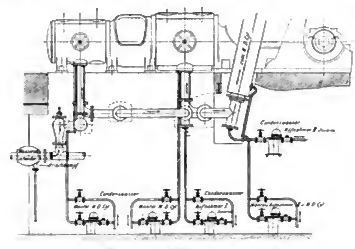


Fig. 43. Dampfwege und Kondensationswasserabführung.

Fig. 44.

dern sind aus Fig. 43 zu ersehen. Vor Eintritt in den Hochdruckzylinder durchströmte der Dampf einen Wasserabscheider, welcher auf Grund der Vorversuche eingebaut werden mufste, da dieselben ergeben hatten, dafs der verschiedene Wassergehalt des Dampfes die Genauigkeit der Versuche unzulässig beeinflufste, trotzdem in 5 m Entfernung vom Hochdruckzylinder ein gröfserer Wasserabscheider bereits vorhanden war. Hinter dem Wasserabscheider war ein Absperr (Eck-)Ventil eingebaut, das bei Betrieb mit überhitztem Dampf geschlossen wurde und den Dampf nötigte, durch den Schwörer-Überhitzer zu strömen, bevor er in die vertikale Zuleitung zum Hochdruckzylinder trat.

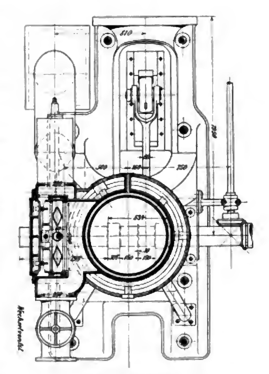


Fig. 45. Niederdruckzylinder.

Vom Mitteldruckzylinder strömt der Dampf durch einen schräg stehenden, geheizten Aufnehmer zum Niederdruckzylinder.

Die Dampfverteilung des Niederdruckzylinders erfolgt durch Meyer-Doppelschiebersteuerung mit doppelter Ein- und Ausströmung. Der Niederdruckzylinder nebst Steuerung sind in Fig. 44 und 45 dargestellt. Die Expansionsschieber sind nach Möglichkeit durch Nuten entlastet. Der Querschnitt des Niederdruckzylinders beträgt 3600 qcm, derjenige der Dampfkanäle 300 qcm, des Dampfausströmrohrs nach dem Kondensator 397 qcm. Bei der normalen Tourenzahl der

Maschine von 145 pro Minute und dem für alle Zylinder gemeinschaftlichen Hub von 500 mm ergibt sich eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von 2,42 m, entsprechend 29,0 m mittlerer Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen und 21,9 m im Ausströmrohr.

Unmittelbar an dem Austrittsflansch des Niederdruckzylinders war ein Wechselventil angebracht, dessen nach der Atmosphäre-führender Rohrstutzen blind verflanscht wurde.

Um die Strömungswiderstände zwischen Oberflächenkondensator und Niederdruckzylinder von der Länge der Verbindungsleitung unabhängig zu machen, wurde der stehende Oberflächenkondensator fast unmittelbar an den Niederdruckzylinder herangerückt. (S. Fig. 46.)



Fig. 46
Niederdruckzylinder und Oberflächenkondensator.

Der Oberflächenkondensator war von der Firma H. Schaffstaedt, Giefsen, geliefert, für eine Leistung von 1600 kg Dampf stündlich bestimmt und mit 15 qm Gesamtkühlfläche ausgestattet. Die Bauart dieses Kondensators ermöglicht grofsen spezifischen Wärmedurchgang. Mafsgebend für seine Konstruktion war die Erfahrungstatsache, dafs die Wärmeübertragung der Oberflächen wesentlich verbessert wird, wenn die wärmeabgebenden resp. aufnehmenden Körper mit grofser Geschwindigkeit die Übergangsflächen bestreichen.

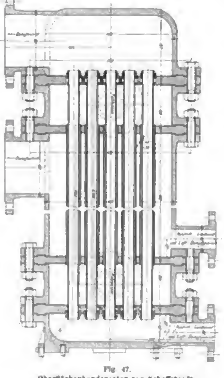


Fig. 47.
Oberflächenkondensator von Schaffstaedt.

Die Bauart des Schaffstaedtschen Kondensators ergibt sich aus Fig. 47. Er besteht aus einem System von ineinandergesteckten Messingröhren von 30 resp. 40 mm lichter Weite, welche in doppelten Böden derart angeordnet sind, dafs der Dampf gleichzeitig durch die inneren (kleineren) Rohre und um die äufseren (grofsen) Rohre strömt, während das Kühlwasser mit grofser Geschwindigkeit durch die Ringräume zwischen beiden Rohrsystemen nach Belieben im Gegenstrom oder Gleichstrom geleitet wird. Das Kühlwasser wird bei diesem Kondensator in kleinere Schichten zerteilt; Kühlwasser und Dampf durchströmen normal im Gegenstrom den Kondensator. Tatsächlich ermöglicht dieser Kondensator eine wesentlich günstigere Wärmeübertragung als die Apparate gewöhnlicher Bauart, wie besondere, früher von mir angestellte Versuche ergeben haben. Auf 1 qm Kühlfläche konnten bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10° und bei einer Kühlwassermenge = 16fachem

Dampfgewicht bis zu 126 kg Dampf in der Stunde niedergeschlagen werden, was einem stündlichen Wärmedurchgang von ca. 70000 Cal. pro qm Oberfläche entspricht.

Bei den Leistungsversuchen mit verschiedenem Vakuum war die Einrichtung getroffen, dafs man das Kühlwasser nach Belieben im Gleich- oder im Gegenstrom zum Dampf den Kondensator durchlaufen lassen konnte. Kondensat und Luft wurden durch eine doppelt wirkende Worthington-Duplex-Nafsluftpumpe von 191 mm Cylinderdurchmesser und ca. 110 mm Hub unten am Kondensator abgesaugt und durch Kühlschlangen hindurch in die Mefsbehälter gedrückt. Da bei hohem Gegendruck (0,3 kg/qcm abs.) die Temperatur des ablaufenden Kondensats 60 bis 70° betrug, mufste dasselbe vor der Wägung gut gekühlt werden, um Verluste durch Verdunstung zu verhindern.

Der Dampfverbrauch der Maschine wurde lediglich durch Wägung des Kondensats aus dem Oberflächenkondensator und des ebenfalls gekühlten Dampfwassers aus den Aufnehmern und Mänteln bestimmt. Die erstere Wägung erfolgte in so grofsen Bottichen (1000 kg Nutzinhalt), dafs etwa nur alle Stunde von einem Mefsbottich zum andern umgeschaltet werden mufste.

Die geringen Unterschiede im Dampfverbrauch, die bei den Versuchen zu erwarten waren, schlossen von vornherein die Bestimmung desselben durch Wägung des Kesselspeisewassers vollständig aus, ganz abgesehen davon, dafs die Messung des Kondensats einwandfreie Versuche in wesentlich kürzerer Zeit, etwa einer Stunde, gestattet, wenn der Beharrungszustand eingetreten ist; dieser war bei Betrieb mit gesättigtem Dampf nach etwa $2^1/_2$ Stunden, bei Betrieb mit überhitztem Dampf nach $3^1/_2$ Stunden mit Sicherheit erreicht.

Die Kühlwassermenge wurde durch Ausflufsgefäfse mit Ponceletöffnungen, die vorher geeicht waren, bestimmt.

Das Kondensat aus den Aufnehmern und Mänteln wurde durch automatische Kondensationstöpfe abgeschieden, die mit peinlicher Sorgfalt in Ordnung gehalten wurden, da die Vorversuche ergeben hatten, dafs in dem nicht unbedingt gleichmäfsigen Arbeiten der Kondensationstöpfe eine allerdings unmafsgebliche Fehlerquelle für die Versuche zu finden war. Trotz der verwendeten grofsen Sorgfalt haben sich sehr kleine Differenzen der Kondensatmessungen aus Mänteln etc. nicht vermeiden lassen; es sind dies jedoch so geringe Abweichungen, dafs sie gegenüber der Arbeitsdampfmenge nicht in betracht kommen. Bei später mit der Maschine ausgeführten Versuchen wurde das Kondensat aus Flaschen von Hand abgelassen und dabei festgestellt, dafs die automatischen Kondensationstöpfe stets auch etwas Dampf durchgelassen hatten,der, da das Kondensat vor der Messung gekühlt wurde, mit als Wasser gemessen wurde.[1]) Da es bei den Vergleichsversuchen in erster Linie auf die relativen Unterschiede ankommt, so sind diese Verhältnisse für die Beurteilung der vorliegenden Versuchsergebnisse belanglos.

Die Dampfmaschine wurde durch eine direkt gekuppelte Gleichstromdynamo belastet. Der von der Dynamo gelieferte Strom wurde durch einen einstellbaren Glühlampenwiderstand vernichtet, so dafs ganz konstante Belastung leicht erreichbar war. Die Messung der elektrischen Energie erfolgte durch die feinsten Präzisionsinstrumente von Siemens & Halske. Die Stromstärke wurde durch ein im Nebenschlufs zu einem Vorschaltwiderstand geschaltetes Millivoltmeter, die Spannung durch ein Präzisionsvoltmeter gemessen.

---

[1]) Siehe I, Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen S. 2.

Die Durchführung der Versuche war zunächst so gedacht, dafs bei konstantem Eintrittsdampfdruck und konstanter Tourenzahl die effektive, d. h. die elektrische Leistung für alle Versuche konstant gehalten werden sollte, was durch Ablesung der elektrischen Mefsinstrumente sehr einfach zu erreichen war; es war dabei angenommen worden, dafs auch die Reibungsarbeit der Dampfmaschine, mithin die indizierte Leistung konstant bleiben würde, um so mehr, als auch die der Maschine zugeführten Schmierölmengen konstant gehalten wurden.

Die indizierte Leistung der Maschine wurde trotzdem durch Indikatoren von Dreyer, Rosenkranz & Droop bestimmt, und zwar wurden für den Hochdruckzylinder mit Rücksicht auf den späteren Betrieb mit überhitzten Dampf Indikatoren mit aufsen (kühl) liegenden Federn verwendet, für die beiden anderen Zylinder Indikatoren gewöhnlicher Bauart.

Sämtliche Versuche wurden mit den gleichen Indikatoren, die stets an den gleichen Stellen aufgesetzt waren, durchgeführt, um die Ungenauigkeiten dieser Instrumente für den Vergleich auszuschalten. Die Indikatorkolben wurden sehr häufig gereinigt und geölt. Mögen daher die absoluten Angaben der Instrumente trotz der Eichung von dem wahren Wert etwas abweichen, relativ, und das war für die vorliegenden Versuche die Hauptsache, können sie als richtig angesehen werden.

Bei den Versuchen war es wegen des übrigen an den Dampfkesseln hängenden Betriebes nicht möglich, die Dampfspannung vor dem Hochdruckzylinder immer absolut konstant zu erhalten. Dieselbe schwankte bei manchen Versuchen etwa um 0,1 bis 0,25 Atm. Es wurden daher nachträglich Sonderversuche angestellt, um den Einflufs dieser unbedeutenden Schwankungen der Admissionsspannung auf den Dampfverbrauch festzustellen. Dieser Einflufs ergab sich aber als äufserst geringfügig.

Die Versuche wurden im Oktober 1902 durchgeführt. Vor Beginn derselben waren sämtliche Mefsinstrumente geeicht worden. Die Zylinderdimensionen wurden warm nachgemessen (am 1. November 1902).

Die genauen Zylinderabmessungen sowie die daraus berechneten Konstanten für die Leistungsermittlung ergeben sich aus Tabelle 1, in der auch die schädlichen Räume enthalten sind, die durch Ausrechnen nach der Zeichnung und zur Kontrolle durch Ausfüllen mit dickflüssigem Öl bestimmt wurden.

Die verwendeten Indikatorfedern sowie die aus der Eichung sich ergebenden richtigen mittleren Mafsstäbe sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Die Thermometer wurden mit einem von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichten Normal-Thermometer verglichen. Der atmosphärische Luftdruck wurde mit einem geeichten Aneroid-Barometer gemessen.

Die Luftleere wurde durch eine unmittelbar am Kondensator angebrachte Quecksilbersäule (s. Fig. 46) bestimmt. Bei den verschiedenen Temperaturen, welche der Kondensator bei den Versuchen annahm, mufste auch der Einflufs der Temperatur auf diese Quecksilbersäule berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck war neben der Quecksilbersäule ein Thermometer angebracht; alle Angaben wurden auf eine Quecksilbertemperatur von 0° reduziert.

Unmittelbar am Niederdruckzylinder im Austrittsstutzen waren ein Vakuummeter und ein Thermometer angebracht. Ersteres erwies sich während der Versuche als unzuverlässig. Es wurden deshalb zur Klarstellung dieser Verhältnisse später besondere Hilfsversuche angestellt.

Tabelle 1.

	Konstanten					
	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	vorn	hinten	vorn	hinten	unten	oben
1. Kolbendurchmesser . . mm	271,8		430,8		679,4	
2. Kolbenfläche . . . . . qcm	580,2		1457,4		3625,3	
3. Kolbenstangendurchm . mm	80	0	70	80	70	0
4. Kolbenstangenfläche . . qcm	50,3	0	38,5	50,3	38,5	0
5. Wirksame Fläche . . . qcm	529,9	580,2	1418,9	1407,1	3586,80	3625,3
6 Hub s . . . . mm			500			
7. Hubraum l	26,48	29,02	70,95	70,35	179,35	181,25
8. Hubraum, Mittelwert . . l	27,75		70,65		180,30	
9. Schädlicher Raum . . . l	2,45		6,25		15,85	
10. Schädlicher Raum . . . %	8,84		8,84		8,79	
11. Konstante $\frac{F \cdot s}{60 \cdot 75}$	0,0589	0,0645	0,1577	0,1563	0,3985	0,4028
12. Summe	0,1234		0,3140		0,8013	
13. Zylinderverhältnis (im Mittel)	1	:	2,54	:	6,49	

Tabelle 2.

Indikator Nr.	angebracht	Mafsstab nominell	Mafsstab tatsächlich	d. i. mittlerer Mafsstab zwischen
5497	Hochdruckzylinder vorn	5 mm = 1 Atm.	4,92 mm = 1 Atm.	3 und 11 Atm.
5498	» hinten	—	5,00 » = 1 »	—
5016	Mitteldruckzylinder vorn	10 mm = 1 Atm.	9,67 » = 1 »	0 bis 3 Atm.
5017	» hinten	—	9,58 » = 1 »	—
4984	Niederdruckzylinder oben	25 mm = 1 Atm.	23,4 » = 1 »	0 bis 65 cm Qu.
4985	» unten	—	24,8 » = 1 »	—

Die Veränderung der Kondensatorspannung erfolgte bei den Versuchen durch Veränderung der mittleren Kondensatortemperatur, also durch entsprechende Bemessung der Kühlwassermenge; einige Nachversuche wurden ausgeführt, bei denen die Luftleere auch durch Einlassen von Luft in den Kondensator verändert wurde. Eine veränderte Einwirkung auf die Maschine konnte dabei nicht festgestellt werden, sie war auch nicht zu erwarten.

Zur Kontrolle wurden die einzelnen Versuche mehrfach wiederholt, und zwar an verschiedenen Tagen in beliebiger Folge, und die stets erzielte, oft sehr genaue Übereinstimmung der Werte kann als Beweis dafür gelten, mit welcher Genauigkeit die Versuche durchgeführt wurden. Man vergleiche beispielsweise in Tabellen 5 und 5a die Versuche Nr. 12c und 14b, 18b und 16a, 23b und 27b, 25b und 29a. Aufserdem sind in die nachfolgenden Schaubilder sämtliche in die Tabellen aufgenommenen Versuche eingetragen, und man erkennt auch hier die vorzügliche Übereinstimmung.

Die Versuche wurden mit gesättigtem und überhitztem Dampf gleichartig durchgeführt, und zwar wurde die Überhitzung des Dampfes konstant auf 63° über die Sättigungstemperatur gehalten. Der Schwörer-Überhitzer stand unmittelbar neben der Maschiue und wurde besonders gefeuert.

Allgemeine Versuchsergebnisse.

Um die Übersicht zu erleichtern, sind die Versuchsergebnisse, und zwar parallel für gesättigten uud für überhitzten Dampf, in einzelne Sondertabellen zerlegt, die für sich einen gewissen Zusammenhang haben.

In Tabelle 3 und 3a sind für gesättigten und überhitzten Dampf zunächst die bei den Luftleeren von 90, 80 und 70% abgelesenen elektrischen Leistungen, die ermittelten indizierten Leistungen, die mechanischen Wirkungsgrade und der stündliche Ölverbrauch angegeben. Der letztere war möglichst konstant gehalten worden, um auch die Reibungsverhältnisse der Maschine möglichst unverändert zu erhalten. Entsprechend dem ursprünglichen Versuchsplan war die elektrische Leistung bei allen Versnchen konstant gehalten worden (vgl. Pos. 12 der Tabellen 3), und dementsprechend ergaben sich auch die Nutzleistungen der Maschine (Pos. 13) als konstant, die unter Einführung des auf dem Prüffeld für Volllast ermittelten Wirkungsgrades der Dyuamo von 93,8% ermittelt wurden.

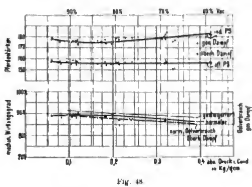


Fig. 48.

Die indizierten Leistungen dagegen und mit ihnen die Reibungsarbeit der Maschine erfahren mit steigendem Kondensatordruck eine, wenn auch geringe, doch merkbare Zunahme, und es ergibt sich die von vornherein nicht erwartete Erscheinung, dafs der mechanische Wirkungsgrad der Dampfmaschine nicht konstant war, soudern mit Zunahme des absoluten Gegendrucks im Kondensator schlechter wurde. Der Verlauf der Nutzleistung und der iudizierteu Leistung ergibt sich anschaulich aus der graphischen Darstellung (Fig. 48 oben). Die effektive Leistung ist, wie beabsichtigt war, konstant, d. h. eine gerade Linie, die indizierte steigt mit dem Gegendruck im Kondensator an; dementsprechend sinkt der mechanische Wirkungsgrad (siehe Fig. 48 unten), und zwar ist derselbe bei Betrieb mit überhitztem Dampf durchgängig etwas schlechter als mit gesättigtem Dampf, trotzdem in ersterem Fall etwas reichlicher Zylinderöl gegeben worden war, ein Beweis, dafs die Kolbenreibung bei überhitztem Dampf gröfser ist. Da die Nutzleistung der Maschine und der Olverbrauch bei den einzelnen Kondensatorgegendrücken die gleichen waren, so war die Erscheinung um so auffallender, als bei anderen Versuchen (Prof. Schröter) selbst bei starken Belastungsänderungen (Leerlauf und Volllast) der mechanische Wirkungsgrad sich als konstant ergab.

Ich vermutete zunächst als Grund der Zunahme der Reibungsarbeit mit dem Anwachsen des Gegendrucks im Kondensator, dafs die hierbei auftretende, wenn auch geringe Zunahme

Tabelle 3.

Indizierte und effektive Leistungen und mechanischer Wirkungsgrad.

	Versuchsgebiet	Vakuum 90 %										Vakuum 80 %				Vakuum 70 %			
	Betriebsart	Gesättigter Dampf																	
1.	Nummer des Versuchs	5a	5b	1a	1b	1c	12a	12b	12c	14a	14b	15a	15b	19a	19b	18a	18b	16a	16b
2.	Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,8	145,7	144,2	144,6	144,8	145,6	145,2	145,0	145,5	144,8	144,7	145,2	144,9	145,4	144,6	146,0	144,6	144,5
3.	Indiz. Leistung d. Hochdruckzylind. PS	64,4	64,4	64,0	63,9	64,0	66,1	65,8	65,5	66,6	65,9	64,2	66,5	66,2	66,8	67,6	67,7	68,2	67,8
4.	Indiz. Leistung d. Mitteldruckzylind. PS	55,6	56,2	55,7	55,1	55,6	52,9	52,6	53,9	53,2	53,1	52,5	52,8	51,3	51,9	51,0	54,4	52,8	52,8
5.	Indiz. Leistung d. Niederdruckzylind. PS	57,0	58,4	55,9	56,1	56,8	54,6	54,4	57,0	55,8	57,2	57,2	58,3	56,4	56,6	57,7	58,0	57,4	57,1
6.	Leistung des Hochdruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	36,4	36,0	36,4	36,5	36,3	38,1	38,1	37,1	37,9	37,4	36,9	37,4	38,1	38,1	37,7	37,6	38,2	38,1
7.	Leistung des Mitteldruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	31,4	31,4	31,7	31,5	31,5	30,5	30,4	30,6	30,3	30,1	30,2	29,7	29,5	29,6	30,1	30,2	29,6	29,7
8.	Leistung des Niederdruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	32,2	32,6	31,9	32,0	32,2	31,4	31,5	32,3	31,8	32,5	32,9	32,9	32,4	32,3	32,2	32,2	32,2	32,2
9.	**Gesamte indizierte Leistung N_i . . PS**	177,0	179,0	175,6	175,1	176,4	173,6	172,8	176,4	175,6	176,2	173,9	177,6	173,9	175,3	179,3	180,1	178,4	178,0
10.	Elektrische Leistung . . . Volt	218,7	219,7	219,0	218,5	219,6	220,5	220,4	222,1	221,42	223,2	221,4	223,5	223,2	221,9	223,5	224,0	222,6	222,7
11.	Elektrische Leistung . . . Ampere	498	500	494,5	491,0	494,5	489,5	489,4	493,5	482,85	486,9	480,55	485,15	478,6	480,1	483,5	482,35	483,2	482,9
12.	Elektrische Leistung . . . PS	147,8	149,2	147,1	146	147,5	146,6	146,5	148,8	145,2	147,6	144,6	147,5	145,2	146,0	147,0	146,8	146,0	146,0
13.	**Nutzleistung N_e *) . . . . PS**	157,5	159,0	156,9	155,4	157,3	156,2	156,2	158,7	154,8	157,4	154,2	157,3	155,2	155,7	156,7	156,5	155,6	155,6
14.	Reibungsarbeit $N_i - N_e$ . . . . PS	19,5	20,0	18,7	19,7	19,1	17,4	16,6	17,7	20,8	18,8	19,7	20,3	18,7	19,6	22,6	23,6	22,8	22,4
15.	**Mech. Wirkungsgrad d. Dampfmaschine**	0,890	0,889	0,894	0,883	0,893	0,900	0,905	0,899	0,881	0,894	0,888	0,886	0,893	0,888	0,873	0,869	0,872	0,875
16.	Vakuum in Proz. d. absol. i. Kondens. %	94,3	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,8	89,0	82,2	82,4	80,9	80,8	68,9	69,2	69,1	69,7
17.	Ölverbrauch f. Zylinder pro Stunde kg	0,42	0,42	0,40	0,35	0,38	0,36	0,32	0,33	0,30	0,30	0,35	0,25	0,25	0,30	0,25	0,23	0,25	0,25
18.	Ölverbrauch f. Triebwerk pro Stunde kg	2,80	2,80	2,95	1,85	2,75	1,85	1,98	1,95	2,20	2,95	2,70	2,45	2,75	2,70	2,80	2,70	2,65	2,75

*) Wirkungsgrad der Dynamo angenommen zu 0,935.

Tabelle 3a.

	Versuchsgebiet	Vakuum 90 %						Vakuum 80 %					Vakuum 70 %			
	Betriebsart	Überhitzter Dampf														
1.	Nummer des Versuchs	22b	22c	24a	24b	28a	28b	23b	23c	27b	26a	26b	25a	25b	29a	29b
2.	Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,4	145,4	145,6	146,4	145,2	145,4	145,25	145,4	145,75	146,22	145,15	145,3	145,8	144,6	145,0
3.	Indiz. Leistung d. Hochdruckzylind. PS	69,1	69,4	68,6	68,0	69,7	70,5	71,0	70,2	71,9	70,1	69,9	71,4	72,6	70,3	70,7
4.	Indiz. Leistung d. Mitteldruckzylind. PS	55,0	55,1	54,8	54,4	53,0	52,2	56,2	55,8	54,4	55,0	54,8	58,1	57,4	53,0	54,3
5.	Indiz. Leistung d. Niederdruckzylind. PS	50,8	51,8	53,6	54,0	53,4	52,8	51,6	51,5	53,0	53,6	54,7	52,6	53,8	52,1	51,8
6.	Leistung des Hochdruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	39,5	39,4	38,8	38,6	39,5	40,2	39,7	39,5	40,1	39,3	39,0	39,2	39,5	40,1	40,0
7.	Leistung des Mitteldruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	31,5	31,2	31,0	30,8	30,1	29,7	31,4	31,4	30,3	30,7	30,5	31,9	31,2	30,2	30,7
8.	Leistung des Niederdruckzylinders in Prozent der Gesamtleistung . . . %	29,0	29,4	30,2	30,6	30,4	30,1	28,9	29,1	29,6	30,0	30,5	28,9	29,3	29,7	29,3
9.	**Gesamte indizierte Leistung N_i . . PS**	174,9	176,3	177,0	176,4	176,1	175,5	178,8	177,5	179,3	179,0	179,4	182,1	183,8	175,4	176,8
10.	Elektrische Leistung . . . Volt	224,9	225,3	227,5	228,2	227,5	226,8	228,1	225,2	228,3	227,9	228,1	228,5	228,0	225,0	225,9
11.	Elektrische Leistung . . . Ampere	476,5	476,0	477,6	479,4	470,85	467,35	477,6	473,7	473,5	475,35	475,9	479,2	477,0	462,1	463,8
12.	Elektrische Leistung . . . PS	147,6	145,8	147,5	148,6	145,5	144,0	146,7	145,0	146,8	147,1	147,5	148,8	147,8	141,3	142,8
13.	**Nutzleistung N_e *) . . . .**	157,4	155,4	157,6	158,5	155,1	153,5	156,8	155,0	156,5	156,7	157,2	158,5	157,5	150,6	151,7
14.	Reibungsarbeit $N_i - N_e$	17,5	20,9	19,4	17,9	21,0	24,0	22,0	22,5	22,8	22,3	22,2	23,6	26,3	24,8	25,1
15.	**Mech. Wirkungsgrad d. Dampfmaschine**	0,899	0,882	0,890	0,898	0,881	0,875	0,877	0,846	0,871	0,876	0,876	0,870	0,857	0,858	0,858
16.	Vakuum in Proz. d. absol. i. Kondens. %	92,4	92,1	88,4	89,5	84,1	83,2	79,8	79,2	79,5	77,0	76,4	69,0	68,6	67,4	67,0
17.	Ölverbrauch f. Zylinder pro Stunde kg	0,55	0,55	0,50	0,45	0,45	0,55	0,45	0,40	0,45	0,45	0,45	0,50	0,50	0,55	0,45
18.	Ölverbrauch f. Triebwerk pro Stunde kg	2,30	2,35	2,35	2,20	2,35	2,30	2,35	2,45	2,66	2,10	2,35	2,20	2,50	2,80	2,25

*) Wirkungsgrad der Dynamo angenommen zu 0,935.

der Füllung des Hochdruckzylinders die Zylinderkondensation in der Maschine vermindere und dafs infolge der Abnahme des Wassergehaltes des Dampfes die Kolbenreibung zugenommen habe.

Um den Einflufs der Kolbenreibung klarzustellen, führte ich daher am 25. Mai 1903 bei Betrieb mit Sattdampf einige Hilfsversuche mit normaler und gesteigerter Ölzufuhr in die Zylinder aus, die in Tabelle 4 mitgeteilt sind. Ich liefs die Maschine einmal mit annähernd dem gleichen Zylinderölverbrauch wie bei den Hauptversuchen und dann mit etwa sechsmal so grofser Ölmenge arbeiten.

Tabelle 4.

Vergleichsversuche zur Feststellung des mechanischen Wirkungsgrades bei verschiedenen Zylinderölmengen.

Versuchsdatum 25. Mai 1903 . . . . Vakuum	90 %	80 %	90 %	80 %	70 %
Betriebsart	Gesättigter Dampf				
Nr. des Versuches	I	II	IV	V	VI
Gesamte indiz. Leistung d. Dampfmaschine N_i PS	170,9	170,8	170,4	170,1	171,3
Elektrische Leistung PS	143,7	142,0	145,7	143,9	142,8
Wirkungsgrad der Dynamo angenommen zu %	0,938	—	—	—	—
Effektive Leistung der Dampfmaschine N_e PS	153,2	151,4	155,3	153,2	152,3
Reibungsarbeit $N_i - N_e$ PS	17,7	19,4	15,1	16,9	19,0
Mechan. Wirkungsgrad der Dampfmaschine %	**0,896**	**0,887**	**0,911**	**0,901**	**0,89**
Mittlerer Barometerstand cm QS	76,45	76,45	76,45	76,45	76,45
Desgleichen kg/qcm	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039
Mittlere Ablesung am QS-Vakuummeter am Kondensator cm QS	67,5	61,38	67,2	60,98	52,3
Desgleichen kg/qcm	0,919	0,834	0,913	0,829	0,711
Mittl. absoluter Druck im Kondensator kg/qcm	0,120	0,205	0,126	0,210	0,328
Vakuum in Proz. des absol. %	88,2	80,2	87,8	79,6	68,2
	Versuch I—II: Ölverbrauch normal wie bei den Hauptversuchen.		Versuch IV—VI: Ölverbrauch um das 6fache gesteigert.		

Auch bei diesen Versuchen ergab sich die gleiche Abnahme des Wirkungsgrades mit Zunahme des Kondensatordrucks, nur war bei dem Betrieb mit gesteigertem Ölverbrauch entsprechend der geringeren Kolbenreibung der mechanische Wirkungsgrad durchgängig um ca. 1,4 bis 1,5 % höher. Diese Versuche sind auch in dem Schaubild Fig. 48 unten eingetragen.

Die Kolbenreibung konnte also nicht die Ursache der Zunahme der Reibungsarbeit sein; die letztere mufste daher in besonderen konstruktiven Verhältnissen der Versuchsmaschine zu suchen sein.

Tatsächlich ergab dann auch eine Nachrechnung, dafs die Zunahme der Reibungsarbeit bei höherem Kondensatordruck durch die hierdurch veranlafste vermehrte Reibung der Schieber des Niederdruckzylinders verursacht worden ist. Der Grundschieber hat eine Fläche von ca. 0,47 qm. Bei 0,1 kg/qcm Gegendruck im Kondensator betrug der Überdruck auf dem Schieberrücken gegenüber dem Druck in der Muschel ca. 0,75 kg/qcm, bei 0,2 kg/qcm Gegendruck ca. 0,8 kg/qcm, bei 0,3 kg/qcm Gegendruck

ca. 0,9 kg/qcm. Dementsprechend betrug der Schieberwiderstand bei einem als gleich angenommenen Reibungskoeffizienten von 0,1

bei 90 % Luftleere 390 kg,
bei 80 % Luftleere 425 kg,
bei 70 % Luftleere 470 kg,

d. h. er stieg von 90 % Vakuum auf 80 % Vakuum um ca. 7 % und auf 70 % Vakuum sogar um 20 %.

Tatsächlich war bei den Versuchen auch festgestellt worden, daſs die Exzenter der Niederdruckschieber bei höherem Kondensatorgegendruck sehr heiſs liefen und ungemein starker Ölung bedurften.

Es kann daher angenommen werden, daſs die beobachtete Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades auf die Verwendung des Flachschiebers beim Niederdruckzylinder zurückzuführen ist, daher in der besonderen Konstruktion der Maschine ihre Ursache hat, ein Ergebnis, das die Unzweckmäſsigkeit von groſsen Flachschiebern und den damit bewirkten Arbeitsverlust kennzeichnet.

Diagramme der Versuche 22^b, 26^b, 25^b (überh. Dampf).

Fig. 49.

Man kann annehmen, daſs der mechanische Wirkungsgrad der Maschine bei allen Luftleeren der gleiche geblieben wäre, wenn beispielsweise Ventilsteuerung für den Niederdruckzylinder ausgeführt worden wäre.

Diese erst bei der Durcharbeitung der Versuche gewonnene Erkenntnis zwingt mich aber für die nachfolgende Beurteilung der Versuche, von der indizierten Leistung der Dampfmaschine auszugehen, um den veränderlichen mechanischen Wirkungsgrad der Maschine auszuschalten. Es muſs dabei darauf hingewiesen werden, daſs die indizierte Leistung bei den verschiedenen Luftleeren nicht, wie es Vergleichsversuche erforderten, ganz konstant war, sondern daſs dieselbe mit abnehmender Luftleere entsprechend der höheren Reibungsarbeit etwas (um ca. 4 %) gröſser geworden ist. Die Füllungen im Hochdruckzylinder haben daher etwas mehr zugenommen, als durch die Verschlechterung der Luftleere allein bei genau konstanter indizierter Leistung bedingt worden wäre.

Daraus geht hervor, daſs die Verhältnisse, die genau konstante indizierte Leistung voraussetzen, in Wirklichkeit noch etwas günstiger liegen, als die Versuchszahlen angeben.

Diagramme der Versuche 14^b, 15^b, 18^a (gesätt. Dampf)

Fig. 50.

Tabelle 5.

Indizierte Einzelleistungen in PS und Spannungen.

Versuchsgebiet	Vakuum 90 %										Vakuum 80 %				Vakuum 70 %			
Betriebsart	Gesättigter Dampf																	
1. Nummer des Versuchs	5a	5b	1a	1b	1c	12a	12b	12c	14a	14b	15a	15b	19a	19b	18a	18b	16a	16b
2. Datum	23. Sept.		19. Sept.			9. Okt.			14. Okt.		14. Okt.		16. Okt.		16. Okt.		15. Okt.	
3. Dauer des Versuchs . . . Minuten	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
4. Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,8	145,7	144,2	144,6	144,8	145,5	145,2	145,0	145,5	144,8	144,7	145,2	144,9	145,4	144,6	146,0	144,6	144,5
5. Hochdruckzylinder vorn: mittl. Druck kg/qcm	3,67	3,60	3,62	3,57	3,62	3,63	3,60	3,61	3,74	3,74	3,57	3,72	3,66	3,65	3,82	3,76	3,82	3,82
6. Hochdruckzylinder vorn: Leistung PS	31,6	30,9	30,7	30,4	30,1	31,1	30,8	30,8	32,1	31,9	30,4	31,8	31,3	31,6	32,6	32,5	32,6	32,6
7. Hochdruckzylinder hinten: mittl. Druck kg/qcm	3,488	3,57	3,582	3,592	3,628	3,72	3,74	3,72	3,68	3,64	3,63	3,70	3,73	3,75	3,70	3,74	3,81	3,78
8. Hochdruckzylinder hinten: Leistung PS	32,8	33,5	33,3	33,5	33,9	35,0	35,0	34,7	34,5	34,0	33,8	34,7	34,9	35,2	35,0	35,2	35,6	35,2
9. Hochdruckzylinder total PS	64,4	64,4	64,0	63,9	64,0	66,1	65,8	65,5	66,6	65,9	64,2	66,5	66,2	66,8	67,6	67,7	68,2	67,8
10. Mitteldruckzylinder vorn: mittl. Druck kg/qcm	1,206	1,222	1,236	1,217	1,229	1,145	1,150	1,174	1,168	1,170	1,159	1,156	1,126	1,140	1,187	1,189	1,165	1,166
11. Mitteldruckzylinder vorn: Leistung PS	27,7	28,0	28,1	27,8	28,0	26,2	26,3	26,8	26,7	26,7	26,4	26,5	25,7	26,1	27,0	27,4	26,6	26,6
12. Mitteldruckzylinder hinten: mittl. Druck kg/qcm	1,222	1,238	1,225	1,210	1,220	1,173	1,159	1,196	1,164	1,163	1,151	1,155	1,130	1,13[illegible]	1,193	1,186	1,158	1,160
13. Mitteldruckzylinder hinten: Leistung PS	27,9	28,2	27,6	27,3	27,6	26,7	26,3	27,1	26,5	26,4	26,1	26,3	25,6	25,8	27,0	27,0	26,2	26,2
14. Mitteldruckzylinder total PS	55,6	56,2	56,7	55,1	55,6	52,9	52,0	53,9	53,2	53,1	52,5	52,8	51,3	51,9	54,0	54,4	52,8	52,8
15. Niederdruckzyl. vorn (unten): mittl. Druck kg/qcm	0,461	0,477	0,454	0,461	0,466	0,452	0,450	0,469	0,461	0,477	0,476	0,483	0,466	0,464	0,486	0,481	0,484	0,487
16. Niederdruckzyl. vorn (unten): Leistung PS	26,8	27,7	26,5	26,6	26,9	26,2	26,0	27,1	26,7	27,8	27,5	27,9	26,9	26,9	28,0	28,0	27,9	28,0
17. Niederdruckzyl. hinten (oben): mittl. Druck kg/qcm	0,514	0,522	0,507	0,506	0,514	0,485	0,486	0,512	0,496	0,509	0,510	0,510	0,506	0,507	0,510	0,510	0,506	0,506
18. Niederdruckzyl. hinten (oben): Leistung PS	30,2	30,7	29,4	29,5	29,9	28,4	28,4	29,9	29,1	29,7	29,7	30,4	29,5	29,7	29,7	30,0	29,5	29,4
19. Niederdruckzylinder total PS	57,0	58,4	55,9	56,1	56,8	54,0	54,4	57,0	55,8	57,2	57,2	56,3	56,4	56,6	57,7	58,0	57,4	57,4
20. **Gesamte indizierte Leistung** PS	177,0	179,0	175,6	175,1	176,4	173,6	172,8	176,4	175,6	176,2	178,9	177,6	173,9	175,3	179,3	180,1	178,4	178,0
21. Auf d. Niederdruckzylinder bezogener mittlerer indizierter Druck kg/qcm	1,515	1,534	1,521	1,513	1,502	1,491	1,487	1,520	1,507	1,519	1,502	1,527	1,498	1,506	1,549	1,542	1,542	1,538
22. Absolute Dampfspannung vor Hochdruckzylinder kg/qcm	12,18	12,24	12,25	12,20	12,20	12,29	12,54	12,47	12,29	12,32	12,22	12,26	12,28	12,23	12,20	12,25	12,27	12,35
23. Sättigungstemp. d. eintr. Dampfes °C	187,4	187,9	187,9	187,7	187,7	188,1	189,0	188,7	188,1	188,1	187,8	188,0	188,1	187,8	187,7	187,9	188,0	187,9
24. Mittlerer Barometerstand cm/QS	76,5	76,8	76,6	76,3	76,5	76,2	76,2	76,2	76,0	76,0	75,7	76,0	74,8	74,8	74,9	74,8	75,7	75,7
25. Desgleichen kg/qcm	1,044	1,044	1,040	1,040	1,040	1,036	1,036	1,036	1,033	1,033	1,029	1,037	1,016	1,016	1,018	1,016	1,029	1,029
26. Mittlere Ablesung am QS-Vakuummeter am Kondensator cm	72,5	72,4	69,1	68,7	69,5	67,3	67,4	67,8	67,5	67,3	62,2	62,2	60,3	60,2	51,3	51,4	52,2	52,7
27. Desgleichen kg/qcm	0,985	0,984	0,939	0,934	0,945	0,915	0,916	0,922	0,917	0,915	0,845	0,845	0,819	0,818	0,697	0,698	0,709	0,716
28. Mittlerer absoluter Druck im Kondensator cm	4,3	4,4	7,4	7,3	7,0	8,9	8,8	9,4	8,5	8,7	13,5	13,4	14,5	14,6	23,0	23,4	23,5	23,0
29. Desgleichen kg/qcm	0,059	0,060	0,101	0,106	0,095	0,121	0,120	0,114	0,116	0,118	0,184	0,182	0,197	0,198	0,321	0,318	0,320	0,313
30. Mittlerer absoluter Druck hinter Niederdruckkolben nach Diagramm cm	11,7	12,3	15,7	15,0	14,2	14,4	14,5	14,4	14,6	15,2	18,0	18,0	18,6	19,0	26,8	26,6	26,0	26,0
31. Desgleichen kg/qcm	0,159	0,167	0,214	0,204	0,193	0,196	0,197	0,196	0,199	0,207	0,245	0,245	0,256	0,259	0,365	0,362	0,354	0,354
32. **Druckverlust zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator** cm/QS	7,4	7,9	8,8	7,2	7,2	5,5	5,7	6,0	6,1	6,5	4,5	4,6	4,8	4,4	3,2	3,2	2,5	3,0
33. **Desgleichen** kg/qcm	0,100	0,107	0,118	0,098	0,098	0,075	0,077	0,082	0,083	0,089	0,061	0,063	0,059	0,061	0,044	0,044	0,034	0,041
34. Vakuum in % des absoluten: im Kondensator %	94,3	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,3	88,6	82,2	82,4	80,9	80,8	69,9	69,2	69,1	69,7
35. Vakuum in % des absoluten: Niederdruckzyl. %	84,6	83,3	79,4	80,3	81,3	81,1	80,9	81,1	80,[illegible]	80,1	76,3	76,3	75,8	75,0	64,7	65,0	65,2	65,8

Tabelle 5a.

Indizierte Einzelleistungen in PS und Spannungen.

Versuchsgebiet	Vakuum 90 %						Vakuum 80 %					Vakuum 70 %			
Betriebsart	Überhitzter Dampf														
1. Nummer des Versuchs	22b	22c	24a	24b	28a	28b	23b	23c	27b	26a	26b	25a	25b	29a	29b
2. Datum	21. Okt.		22. Okt.		28. Okt.		22. Okt.		27. Okt.	23. Okt.		23. Okt.		28. Okt.	
3. Dauer des Versuchs . . Minuten	60	60	60	60	61	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
4. Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,4	145,4	145,6	145,4	145,2	145,4	145,25	145,4	145,75	146,22	145,15	145,3	145,8	144,6	145,0
5. Hochdruckzylinder vorn: mittl. Druck kg/qcm	3,82	3,82	3,77	3,74	3,82	3,87	3,91	3,86	3,94	3,85	3,82	3,95	4,02	3,91	3,90
6. Hochdruckzylinder vorn: Leistung PS	32,7	32,7	32,2	32,0	32,7	33,2	33,4	33,1	33,8	33,1	32,7	33,8	34,4	33,3	33,3
7. Hochdruckzylinder hinten: mittl. Druck kg/qcm	3,88	3,92	3,88	3,84	3,96	3,97	4,015	3,955	4,06	3,955	3,970	4,02	4,07	3,97	4,005
8. Hochdruckzylinder hinten: Leistung PS	36,4	36,7	36,4	36,0	37,0	37,3	37,6	37,1	38,1	37,3	37,2	37,6	38,2	37,0	37,4
9. Hochdruckzylinder total PS	69,1	69,4	68,6	68,0	69,7	70,5	71,0	70,2	71,9	70,4	69,9	71,1	72,6	70,3	70,7
10. Mitteldruckzylinder vorn: mittl. Druck kg/qcm	1,168	1,170	1,156	1,147	1,126	1,115	1,196	1,179	1,160	1,157	1,162	1,225	1,229	1,142	1,155
11. Mitteldruckzylinder vorn: Leistung PS	26,8	26,8	26,6	26,3	25,8	25,5	27,4	27,0	26,7	26,7	26,6	28,1	28,1	26,0	26,4
12. Mitteldruckzylinder hinten: mittl. Druck kg/qcm	1,243	1,245	1,258	1,239	1,202	1,175	1,268	1,267	1,218	1,239	1,239	1,321	1,290	1,191	1,228
13. Mitteldruckzylinder hinten: Leistung PS	28,2	28,3	28,2	28,1	27,2	26,7	28,8	28,8	27,7	28,3	28,2	30,0	29,3	27,0	27,9
14. Mitteldruckzylinder total PS	55,0	55,1	54,8	54,4	53,0	52,2	56,2	55,8	54,4	55,0	54,8	58,1	57,1	53,0	54,3
15. Niederdruckzyl. vorn (unten): mittl. Druck kg/qcm	0,415	0,432	0,442	0,451	0,441	0,435	0,431	0,429	0,444	0,444	0,454	0,457	0,449	0,442	0,436
16. Niederdruckzyl. vorn (unten): Leistung PS	24,0	25,0	25,7	26,1	25,5	25,2	24,9	24,9	25,8	25,9	26,3	26,4	26,1	25,4	25,2
17. Niederdruckzyl. hinten (oben): mittl. Druck kg/qcm	0,457	0,458	0,476	0,476	0,477	0,471	0,457	0,455	0,463	0,471	0,485	0,447	0,471	0,458	0,455
18. Niederdruckzyl. hinten (oben): Leistung PS	26,8	26,8	27,9	27,9	27,9	27,6	26,7	26,6	27,2	27,7	28,4	26,2	27,7	26,7	26,6
19. Niederdruckzylinder total PS	50,8	51,8	53,6	54,0	53,4	52,8	51,6	51,5	53,0	53,6	54,7	52,6	53,8	52,1	51,8
20. Gesamte indizierte Leistung PS	**174,9**	**176,3**	**177,0**	**176,4**	**176,1**	**175,5**	**178,8**	**177,5**	**179,3**	**179,0**	**179,4**	**182,1**	**183,5**	**175,4**	**176,8**
21. Auf d. Niederdruckzylinder bezogener mittlerer indizierter Druck kg/qcm	1,501	1,513	1,517	1,514	1,516	1,506	1,536	1,523	1,535	1,525	1,542	1,564	1,573	1,511	1,522
22. Absolute Dampfspannung vor Hochdruckzylinder kg/qcm	12,10	12,16	12,18	12,13	12,04	12,29	12,18	12,24	12,17	12,13	12,13	12,16	12,21	12,16	12,15
23. Sättigungstemperatur des Dampfes °C.	187,3	187,6	187,6	187,4	187,1	188,1	187,6	187,8	187,6	187,4	187,1	187,0	187,7	187,6	187,5
24. Wirkl. abgeles. Temp. d. Dampfes °C.	250,3	250,8	250,6	250,4	249,5	251,3	250,9	251,1	250,3	249,9	249,7	250,7	251,3	250,6	251,2
25. Überhitzung (üb. d. Sättigungstmp.) °C.	63,0	63,2	63,0	63,0	62,4	63,2	63,3	63,3	62,7	62,5	62,3	63,1	63,6	63,0	63,7
26. Temperatur des Dampfes vor Mitteldruckzylinder °C.	135,9	135,6	136,8	136,7	137,4	137,3	138,7	138,6	138,6	139,4	139,7	142,0	141,6	140,2	140,9
27. Mittlerer Barometerstand cm	75,4	75,4	76,1	76,1	76,3	76,3	76,1	76,1	75,9	77,0	77,0	76,9	76,9	76,4	76,5
28. Desgleichen kg/qcm	1,025	1,025	1,034	1,034	1,037	1,037	1,034	1,034	1,031	1,046	1,046	1,045	1,045	1,039	1,040
29. Mittlere Ablesung am QS-Vakuumeter am Kondensator cm	69,6	69,4	67,3	68,1	64,2	63,5	60,8	60,3	60,3	60,5	59,1	53,3	53,4	51,6	51,4
30. Desgleichen kg/qcm	0,946	0,943	0,915	0,925	0,872	0,863	0,826	0,819	0,819	0,808	0,803	0,721	0,721	0,701	0,698
31. Mittlerer absoluter Druck im Kondensator cm/QS	5,8	6,0	8,5	8,0	12,1	12,8	15,3	15,8	15,6	17,5	17,9	23,6	23,8	24,8	25,1
32. Desgleichen kg/qcm	0,079	0,082	0,119	0,109	0,165	0,174	0,208	0,215	0,212	0,238	0,243	0,321	0,324	0,338	0,342
33. Mittlerer absoluter Druck hinter Niederdruckkolben nach Diagramm cm	12,7	12,7	13,8	13,6	16,8	19,0	19,3	20,0	19,4	21,4	21,1	26,9	26,5	27,0	27,8
34. Desgleichen kg/qcm	0,173	0,173	0,188	0,185	0,229	0,259	0,263	0,272	0,264	0,291	0,287	0,366	0,361	0,368	0,378
35. Druckverlust zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator cm/QS	**6,9**	**6,7**	**5,0**	**5,6**	**4,7**	**6,2**	**4,0**	**4,2**	**3,8**	**3,9**	**3,2**	**3,3**	**2,7**	**2,2**	**2,7**
36. Desgleichen kg/qcm	**0,094**	**0,091**	**0,068**	**0,076**	**0,064**	**0,085**	**0,055**	**0,057**	**0,052**	**0,053**	**0,043**	**0,045**	**0,037**	**0,030**	**0,036**
37. Vakuum in % des absoluten: im Kondensator %	92,4	92,1	88,4	89,5	81,1	83,2	79,8	79,2	79,5	77,0	74,4	69,0	68,6	67,1	67,0
38. Vakuum in % des absoluten: Niederdruckzyl. %	83,3	83,3	81,8	82,1	77,9	75,0	74,6	73,7	74,5	71,8	72,2	64,6	65,1	64,5	63,4

Die bei den Versuchen an der Dampfmaschine für die einzelnen Zylinder ermittelten indizierten Leistungen, die Dampfspannungen beim Eintritt in den Hochdruckzylinder, beim Austritt aus dem Niederdruckzylinder, im Kondensator und der atmosphärische Luftdruck sind in den Tabellen 5 für gesättigten Dampf und 5 a für überhitzten Dampf zusammengestellt. Aus diesen Tabellen geht auch die Arbeitsverteilung in den Zylindern bei den verschiedenen Luftleeren hervor.

Die **Dampfverteilung** in den einzelnen Zylindern bei den verschiedenen Luftleeren wird durch die in Fig. 49 für gesättigten Dampf und in Fig. 50 für überhitzten Dampf rankinisierten Diagramme dargestellt. Die Füllungen im Mittel- und im Niederdruckzylinder wurden, wie überhaupt alle Steuerpunkte der diese Zylinder betreffenden Diagramme, bei allen Versuchen konstant gehalten. Nur die Füllungen im Hochdruckzylinder wurden durch den Regulator bei Zunahme des Gegendruckes im Kondensator vergröfsert.

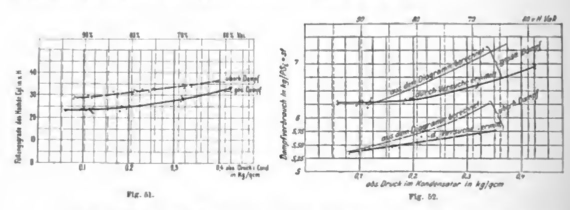


Fig. 51. Fig. 52.

Da die Füllung des Mitteldruck- und des Niederdruckzylinders stets gleich gehalten wurden, mufsten die Spannungen in deu Aufnehmern mit dem Gegendruck im Kondensator wachsen.

Die mittleren Füllungsgrade im Hochdruckzylinder nahmen bei Betrieb mit überhitztem Dampf, wie im Diagramm, Fig. 51, dargestellt, von 28,5% bei 0,1 kg/qcm Kondensatordruck auf 35,0%, bei 0,35 kg/qcm Kondensatordruck stetig, d. h. in gerader Linie zu, während bei Betrieb mit Sattdampf zwischen 0,05 kg und 0,2 kg Gegendruck der Füllungsgrad mit 23,7% erst konstant bleibt um dann langsam auf 25% zu steigen, und von 0,2 kg bis 0,35 kg Gegendruck ein rascheres Ansteigen von 25% auf 29,5% erfolgt.

Der geringe Unterschied der Füllungen im Hochdruckzylinder bei den verschiedenen Kondensatorspannungen läfst schon darauf schliefsen, dafs der **Dampfverbrauch für die einzelnen Luftleeren** nicht sehr verschieden von einander sein kann. Die Werte für die durch die Versuche ermittelten Dampfverbrauche bei den verschiedenen Luftleeren sind in den Tabellen 6 und 6 a mitgeteilt und in der Fig. 52 zeichnerisch dargestellt (stark ausgezogene Linien).

Bei Betrieb mit gesättigtem Dampf zeigt sich, dafs bei einem Kondensatorgegendruck von 0,06 bis zu 0,17 kg/qcm abs. der Dampfverbrauch pro PS_i und Std. fast genau konstant 6,3 kg beträgt und dann zu 6,55 kg bei 0,3 kg/qcm Gegeudruck ansteigt.

Tabelle 6.

Dampfverbrauche.

1. Versuchsgebiet . . . . . Vakuum ca.	90 %									
2. Betriebsart	Gesättigter Dampf									
3. Nummer des Versuchs	5a	5b	1a	1b	1c	12a	12b	12c	14a	14b
4. Gesamte indizierte Leistung . . . PS	177,0	179,0	175,6	175,1	176,4	173,6	172,8	176,4	175,6	176,2
5. Vakuum in Prozent des absoluten im Kondensator . . . . %	94,3	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,8	88,6
6. Absol. Druck im Kondensator kg/qcm	0,059	0,060	0,101	0,106	0,095	0,121	0,120	0,114	0,116	0,118
7. **Dampfverbrauch total pro Stde. kg** davon Arbeitsdampf:	1119,8	1120,4	1108,1	1104,7	1098,8	1105,9	1090,9	1100,2	1084,8	1101,8
8. Kondensat aus Oberflächenkondens. kg	913	912	914	911	908	886	873	890	878	895
9. Kondensat aus Hochdruckzylinder u. Aufn. I . . . . kg	31,2	29,4	33,2	32,1	32,6	31,6	34,8	33,7	32,4	32,3
davon Heizdampf:										
10. Kondens. aus Hochdruckzyl. Mantel kg	29,8	30,4	27,0	29,0	28,4	27,9	27,2	27,2	28,2	27,2
11. Kondens. aus Mitteldruckzyl. Mantel kg	70,4	70,8	68,1	68,6	67,8	82,0	81,6	77,5	70,6	70,8
12. Kondensat aus Mantel Niederdruckzylinder u. Aufn. II . . . . . . kg	76,4	77,8	65,8	64,0	67,0	75,4	74,3	74,8	75,6	76,6
13. **Heizdampf in % des Gesamtdampfverbrauches** . . . . . %	15,6	16,0	14,5	14,7	14,8	16,7	16,8	16,2	16,1	15,9
14. **Aufnehmer-Kondensat in % des Gesamtdampfverbrauches** . . . %	2,8	2,6	3,0	2,9	3,0	3,1	3,2	3,1	3,0	2,9
15. **Dampfverbrauch pro PSi-Stde.** . . kg	6,32	6,26	6,31	6,31	6,23	6,36	6,32	6,29	6,17	6,25
16. Dampfverbrauch pro PSi. Stde. netto kg	6,58	6,52	6,57	6,57	6,48	6,62	6,58	6,55	6,43	6,51
17. Absolute Dampfspannung vor Hochdruckzylinder . . . . . kg/qcm	12,13	12,24	12,25	12,20	12,20	12,29	12,54	12,47	12,29	12,32
18. Sättigungstemperatur des Dampfes °C	187,4	187,9	187,9	187,7	187,7	188,0	189,0	188,7	188,1	188,1
19. Gesamtwärme des Dampfes . . . Kal.	663,67	663,79	663,80	663,74	663,74	663,84	664,12	664,05	663,84	663,88

1. Versuchsgebiet . . . . . Vakuum ca.	80 %				70 %			
2. Betriebsart	Gesättigter Dampf							
3. Nummer des Versuchs	15a	15b	19a	19b	18a	18b	16a	16b
4. Gesamte indizierte Leistung . . . PS	173,9	177,6	173,9	175,3	179,3	180,1	178,4	178,0
5. Vakuum in Prozent des absoluten im Kondensator . . . . %	82,2	82,4	80,9	80,8	68,9	69,2	69,1	69,7
6. Absol. Druck im Kondensator kg/qcm	0,184	0,182	0,197	0,198	0,321	0,318	0,320	0,313
7. **Dampfverbrauch total pro Stde. kg** davon Arbeitsdampf:	1108,5	1113,3	1102	1113,1	1196,5	1186,2	1180,2	—
8. Kondensat aus Oberflächenkondens. kg	890	908	870	909	985	990	971	—
9. Kondensat aus Hochdruckzylinder u. Aufn. I . . . . kg	30,7	31,8	31,2	31,6	30,6	29,5	30,7	30,0
davon Heizdampf:								
10. Kondens. aus Hochdruckzyl. Mantel kg	28,1	27,5	26,8	27,2	28,1	21,6	28,0	27,1
11. Kondens. aus Mitteldruckzyl. Mantel kg	70,5	70,4	69,6	70,2	74,0	69,8	73,4	71,8
12. Kondensat aus Mantel Niederdruckzylinder u. Aufn. II . . . . . . kg	76,2	75,0	76,4	75,1	78,8	76,3	77,1	77,1
13. **Heizdampf in % des Gesamtdampfverbrauches** . . . . . %	15,7	15,6	15,6	15,5	15,1	14,3	15,1	—
14. **Aufnehmer-Kondensat in % des Gesamtdampfverbrauches** . . . %	2,8	2,9	2,8	2,9	2,6	2,5	2,6	—
15. **Dampfverbrauch pro PSi-Stde.** . . kg	6,33	6,28	6,34	6,35	6,66	6,60	6,61	—
16. Dampfverbrauch pro PSi. Stde. netto kg	6,61	6,54	6,60	6,61	6,94	6,88	6,88	—
17. Absolute Dampfspannung vor Hochdruckzylinder . . . . . kg/qcm	12,22	12,36	12,28	12,23	12,20	12,25	12,27	12,26
18. Sättigungstemperatur des Dampfes °C	187,8	188,1	188,1	187,8	187,7	187,9	188,0	187,9
19. Gesamtwärme des Dampfes . . . Kal.	663,77	663,51	663,83	663,78	663,74	663,80	663,82	663,80

Tabelle 6a.

Dampfverbrauche.

1. Versuchsgebiet . . . . Vakuum ca.	90 %						80 %					70 %			
2. Betriebsart . . .	Überhitzter Dampf														
3. Nummer des Versuchs .	22 b	22 c	24 a	24 b	28 a	28 b	23 b	23 c	27 b	26 a	26 b	25 a	25 b	29 a	29 b
4. Gesamte indizierte Leistung PS	174,9	176,3	177,0	176,4	176,1	175,5	178,8	177,5	179,3	179,0	179,4	182,1	183,8	175,4	176,8
5. Vakuum in Prozent des absoluten im Kondensator . . . %	92,4	92,1	88,4	89,5	84,1	83,2	79,8	79,2	79,5	77,0	76,4	69,0	68,6	67,4	67,0
6. Absolut. Druck i. Kondensator kg/qcm	0,078	0,082	0,119	0,109	0,165	0,171	0,208	0,215	0,212	0,228	0,243	0,321	0,324	0,338	0,342
7. **Dampfverbrauch total pro Stde. kg**	942,2	941,8	964,6	959,7	967,3	955,6	993,2	1006,8	989,1	1013,7	1010,8	1057,7	1052,2	1001,3	1001,4
davon Arbeitsdampf															
8. Kondensat aus Oberflächenkondens. kg	885	836	852	850	861	849	893	901	889	899	898	954	948	902	903
9. Kondensat aus Hochdruckzylinder u. Aufn. I kg	5,9	6,0	5,4	5,2	4,5	7,0	5,8	5,7	6,4	5,0	5,2	4,4	4,4	5,4	4,6
davon Heizdampf.															
10. Kondens. aus Hochdruckzyl. Mantel kg	2,4	2,6	3,0	2,9	3,4	3,4	3,6	3,2	1,8	3,9	4,2	4,0	4,0	2,5	2,8
11. Kondens. aus Mitteldruckzyl. Mantel kg	37,8	39,4	39,4	39,8	39,4	39,4	39,7	40,4	38,7	40,0	40,0	39,1	39,0	38,0	38,4
12. Kondensat aus Mantel Niederdruckzylinder u. Aufn. II kg	61,1	57,8	64,8	61,8	59,0	56,8	51,6	56,5	53,2	65,8	63,4	56,2	56,8	53,1	42,6
13. **Heizdampf in % des Gesamtdampfverbrauches %**	10,7	10,6	11,1	10,9	10,5	10,4	9,6	9,9	9,5	10,8	10,7	9,4	9,5	9,4	9,4
14. **Aufnehmer-Kondensat in % des Gesamtdampfverbrauches %**	0,63	0,64	0,61	0,62	0,47	0,73	0,53	0,57	0,65	0,49	0,51	0,42	0,42	0,54	0,54
15. **Dampfverbrauch pro PSi Stde. kg**	5,38	5,34	5,44	5,44	5,49	5,44	5,55	5,67	5,51	5,66	5,63	5,80	5,72	5,71	5,67
16. Dampfverbrauch pro PSi-Stde. netto kg	5,86	5,82	5,93	5,92	5,98	5,92	6,04	6,19	6,01	6,18	6,14	6,33	6,25	6,23	6,19
17. Absolute Dampfspannung vor Hochdruckzylinder . . . kg/qcm	12,10	12,16	12,18	12,13	12,04	12,29	12,18	12,24	12,17	12,18	12,13	12,16	12,21	12,16	12,15
18. Sättigungstemperatur des Dampfes °C	187,8	187,6	187,6	187,4	187,1	188,1	187,6	187,8	187,6	187,4	187,4	187,6	187,7	187,6	187,5
19. Wirkl. abgeles. Temper. d. Dampfes °C	250,8	250,8	250,6	250,4	249,5	251,3	250,9	251,1	250,3	249,9	249,7	250,7	251,3	250,6	251,2
20. Überhitzung über d. Sättigungstemp. °C	63,0	63,2	63,0	63,0	62,4	63,2	63,3	63,3	62,7	62,5	62,3	63,1	63,6	63,0	63,7
21. Gesamtwärme im Sättigungszust. WE	663,63	663,70	663,72	663,67	663,56	663,64	663,72	663,79	663,71	663,67	663,67	663,70	663,76	663,70	663,69
22. Überhitzungswärme pro 1 kg Dampf Kal.	30,24	30,34	30,24	30,24	29,95	30,34	30,38	30,36	30,10	30,0	29,90	30,29	30,53	30,24	30,58
23. Gesamtwärme des eintretenden überhitzten Dampfes . . . WE	693,87	694,04	693,96	693,91	693,51	694,18	694,10	694,17	693,81	693,67	693,57	693,99	694,29	693,94	694,27

Bei überhitztem Dampf findet dagegen entsprechend der Änderung der Füllungsgrade stetiges Ansteigen des spezifischen Dampfverbrauches von 5,35 kg bei 0,1 kg/qcm abs. Gegendruck auf 5,55 kg bei 0,2 kg/qcm abs. Gegendruck und auf 5,67 kg bei 0,3 kg/qcm abs. Gegendruck statt.

Diese durch die Versuche ermittelte wirkliche Zunahme des Dampfverbrauches beim Wachsen des Gegendrucks im Kondensator ist viel geringer, als man allgemein angenommen und bei theoretischer Betrachtung erwarten mufste.

Vergleich zwischen den rechnerisch und den versuchsweise ermittelten Dampfverbrauchen und die Wandungseinflüsse bei verschiedenen Luftleeren.

Die rechnerische Ermittelung des Dampfverbrauchs bei verschiedenen Kondensatorspannungen mufs von einem bei einer bestimmten Luftleere gemessenen Versuchswert ausgehen, wenn man den Boden der wirklichen Vorgänge in der Kolbenmaschine nicht allzuweit verlassen will. Zu grunde gelegt ist der bei 0,1 kg/qcm Kondensatorspannung oben durch Versuch bestimmte Dampfverbrauch pro PS_i und Std. und ein dementsprechendes mittleres Diagramm des Niederdruckzylinders. Der Dampfverbrauch pro PS_i/Stunde für 0,2 kg und 0,3 kg Gegendruck ist nun derart rechnerisch ermittelt worden, dafs in dem bei 0,1 kg Kondensator spannung abgenommenen Niederdruckdiagramm die Gegendrucklinie um 0,1 kg/qcm resp. 0,2 kg/qcm heraufgerückt wurde.

Während die zugehörigen Hoch- und Mitteldruckdiagramme, also auch die Leistungen dieser Zylinder, unverändert blieben, wurde die Leistung des Niederdruckzylinders entsprechend den höher liegenden Gegendrucklinien verkleinert. Für den bei 0,1 kg/qcm Kondensatordruck ermittelten Dampfverbrauch ergeben sich demnach drei verschiedene Maschinenleistungen. Dies ist für gesättigten und überhitzten Dampf in Tabelle 7 durchgeführt.

Tabelle 7.

Rechnerische Ermittlung des Dampfverbrauchs bei verschiedenem Vakuum.

Versuch	Aus Versuch 14 b berechnet Gesättigter Dampf			Aus Versuch 22 b berechnet Überhitzter Dampf		
Vakuum	88,6 %	80 %	70 %	92,4 %	80 %	70 %
	$n = 144,8$			$n = 145,5$		
Fläche des Niederdruckzylinderdiagramms oben qmm	1375	1170	885	1220	975	715
Fläche des Niederdruckzylinderdiagramms unten „	1350	1120	870	1160	950	690
Mittlerer Druck p_m . . . . . kg/qcm	0,493	0,416	0,319	0,436	0,352	0,257
Indiz. Leistung Niederdruckzylinder PS	57,2	48,3	37,0	50,8	41,0	29,9
„ „ Mitteldruckzylinder „	53,1	53,1	53,1	55,0	55,0	55,0
„ „ Hochdruckzylinder „	65,9	65,9	65,9	69,1	69,1	69,1
Total-Leistung „	176,2	167,3	156,0	174,9	165,1	154,0
Gesamt-Dampfverbrauch pro Stde. . kg	1101,8	1101,8	1101,8	942,2	942,2	942,2
Dampfverbrauch pro PS_i/Stde. . . kg	6,25	6,59	7,07	5,38	5,71	6,12

Dieses Verfahren setzt also voraus, dafs die Zylinderkondensation bei den drei Gegendrücken in den drei Zylindern die gleiche geblieben ist und dafs auch die Strömungswiderstände des Dampfes in den drei Fällen gleich sind.

Wenn auch diese theoretische Berechnung mit dem bei den Versuchen eingeschlagenen Verfahren nicht ganz im Einklang steht, da die Füllung des Hochdruckzylinders in den drei Fällen als genau gleich vorausgesetzt ist, während bei den Versuchen die Füllungsgrade des Hochdruckzylinders mit dem Gegendruck zunehmen, so ist doch darauf hinzuweisen, dafs diese Unterschiede gering sind und nur bei dieser Rechnungsart die Zylinderkondensation und die Strömungswiderstände in den drei Zylindern als konstant angenommen werden können, mithin der Vergleich mit den durch Versuche ermittelten Dampfverbrauchen gerade die durch die Wandungseinflüsse und die verschiedenen Spannungsverluste bedingten Unterschiede hervortreten läfst.

Die auf diese Weise pro PS_i/Std. rechnungsmäfsig ermittelten Dampfverbrauche sind in das Schaubild der Fig. 52 (dünn) eingetragen.

Aus dem Vergleich der Kurven in Fig. 52 ist ersichtlich, dafs die wirkliche Zunahme des Dampfverbrauches beim Ansteigen des Kondensatorgegendruckes wesentlich geringer ist als die rechnerisch ermittelte. Diese Tatsache läfst darauf schliefsen, dafs bei den höheren Kondensatorgegendrücken (80 und 70 % Vakuum) die Verluste in der Maschine zwischen der oberen und unteren Temperaturgrenze geringer sind als bei niederer Kondensatorspannung.

Dies mufs sich auch aus den Gütegraden ergeben, die man für die verschiedenen Kondensatorspannungen ausmittelt. Betrachtet man die mit gesättigtem Dampf ausgeführten Versuche 18a (0,321 kg/qcm Kondensatordruck) und 14b (0,118 kg/qcm Kondensatordruck), so nutzt die verlustlose Maschine pro 1 kg Dampf im ersten Fall 138 WE aus, während tatsächlich nur 95,4 WE pro 1 kg Dampf in der Maschine umgesetzt wurden, dies ergibt einen Gütegrad von **69,1%**. Im zweiten Fall, Versuch 14b, werden allerdings pro 1 kg Dampf 101,8 WE nutzbar gemacht, dafür stehen aber 168 WE in der verlustlosen Maschine zur Verfügung, so dafs bei gutem Vakuum von **88,6%** der Gütegrad nur **60,6%** beträgt.

Ebenso ergibt sich ein Unterschied in den Gütegraden bei den Versuchen mit überhitztem Dampf. Bei Versuch 25b mit 0,324 kg/qcm Kondensatordruck, (68,6% Vakuum) 12,2 kg/qcm abs. Dampfeintrittsspannung, berechnet sich ein Gütegrad von 76,2%, während der mit 0,079 kg/qcm Gegendruck (92,4% Vakuum) und 12,1 kg Dampfeintrittsspannung ausgeführte Versuch 22b nur einen Gütegrad von 62,6% ergibt.

Die Verluste innerhalb der Maschine sind daher bei niederem Gegendruck gröfser als bei höherem, wo ein kleineres Temperaturgefälle vorhanden ist, das den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwandungen vermindert.

Dementsprechend müfsten auch die aus den Heizmänteln abgeführten Kondensatmengen bei höherem Gegendruck, also geringerem Gesamttemperaturgefälle abnehmen. Tatsächlich haben die Versuche eine geringe Abnahme ergeben.

Die Heizdampfmengen in den einzelnen Zylindern sind für die verschiedenen Gegendrücke in Fig. 53 graphisch aufgetragen.

Es ergibt sich aus dieser Auftragung für Betrieb mit gesättigtem und für Betrieb mit überhitztem Dampf eine gleichmäfsige Abnahme der Heizdampfmenge mit der Zunahme des Kondensatorgegendruckes, ein Beweis, dafs bei dem höheren Gegendruck infolge der höheren mittleren Wandtemperaturen in den Mänteln weniger Dampf kondensiert.

Bei Betrieb mit überhitztem Dampf wurde der Hochdruckzylinder nicht geheizt, während der Mitteldruck- und Niederdruckzylinder mit gedrosseltem überhitzten Dampf geheizt wurden.

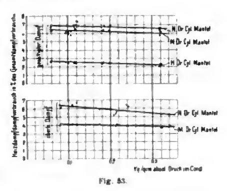


Fig. 53.

Vergleicht man die bei Betrieb mit überhitztem und mit gesättigtem Dampf aus den Mänteln des Mittel- und des Niederdruckzylinders stündlich abgeführten Heizdampfmengen, so ergibt sich, dafs dieselben bei Heifsdampfbetrieb trotz der geringen Überhitzung von 63° vor dem Hochdruckzylinder doch beim Mitteldruckzylinder um ca. 2% geringer als bei Sattdampfbetrieb sind, während im Niederdruckzylinder, wo die Wirkung der Überhitzung des Admissionsdampfes verschwunden sein dürfte, der Unterschied noch etwa 1% beträgt. Die Ursache liegt einerseits in dem im ersteren Fall gröfseren Wärmeinhalt des Heizdampfes (weil derselbe überhitzt), anderseits in dem geringeren Feuchtigkeitsgehalt des Arbeitsdampfes im 2. und 3. Zylinder bei Heifsdampfbetrieb.

Überströmverhältnisse vom Niederdruckzylinder zum Kondensator bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

Aufser diesen thermischen Einflüssen tragen auch die Überströmverhältnisse zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator dazu bei, dafs der spezifische Dampfverbrauch bei höherem Gegendruck nicht in dem Mafse wächst, wie zu erwarten ist.

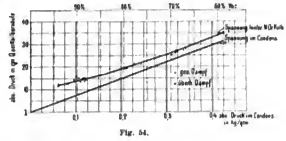


Fig. 54.

Trägt man die durch die Versuche festgestellten Spannungsunterschiede zwischen dem aus den Diagrammen ermittelten Gegendruck auf den Niederdruckkolben und der Kondensatorspannung, wie sie in den Tabellen 5 und 5a angegeben sind, graphisch auf, so ergibt sich die in Fig. 54 dargestellte Kurve.

Aus derselben geht hervor, dafs der Spannungsverlust bei höchster Luftleere von 94% (0,06 kg/qcm abs.) mit 7,5 cm Quecksilbersäule am gröfsten ist, dafs er bei 80% noch 4 cm Quecksilbersäule beträgt und einen kleinsten Wert von 3 cm Quecksilbersäule bei ca. 68% Luftleere (0,325 kg/qcm abs.) erreicht. Bei noch höherem Gegendruck steigt der Druckunterschied allerdings wieder etwas an.

Diese Beobachtungen zeigen, dafs die Strömungswiderstände zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator bei hohem Vakuum viel gröfser sind als bei niedrigem und dafs der geringe Gegendruck des Kondensators bei hoher Luftleere gar nicht auf den Niederdruckkolben zur Wirkung kommt.

Die bei den Versuchen festgestellten Druckunterschiede sind bei Betrieb mit gesättigtem und überhitztem Dampf die gleichen. Dies ist auch nicht anders zu erwarten, da die geringe Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder im Mitteldruckzylinder bereits verschwunden ist.

Zwar dürfte der spezifische Dampfgehalt des aus dem Niederdruckzylinder austretenden Dampfes, der auf den Spannungsverlust nicht ohne Einfluſs ist, bei Betrieb mit überhitztem Dampf höher sein als bei Betrieb mit gesättigtem Dampf. In der Tat ist auch der Strömungswiderstand bei Betrieb mit überhitztem Dampf bei 0,3 kg/qcm Gegendruck eine Kleinigkeit geringer als bei Satt-Dampf, aber die Unterschiede sind so geringfügig, daſs sie praktisch auſser Betracht bleiben.

Betrachtet man die Überströmverhältnisse im Auspuffrohr nach der im Dampfmaschinenbau beim Entwurf der Steuerungen üblichen Anschauung, so wäre die Dampfgeschwindigkeit im Rohr abhängig von der Kolbengeschwindigkeit einerseits, von Kolben- und Rohrquerschnitt andererseits.

Diese Auffassung ist aber für die Überströmung vom Niederdruckzylinder zum Kondensator nach dem Ergebnis dieser Versuche nicht zutreffend. Man hat sich nicht vorzustellen, daſs der Dampf vom Niederdruckkolben vor sich her in den Kondensator geschoben wird.

Bei den geringen absoluten Drucken, bei denen die Überströmung vor sich geht, bedingen kleine Druckabnahmen von einigen cm Qu. S. bereits so groſse Volumenzunahmen des Dampfes, daſs die dem Dampf zur Fortschaffung seines Volumens zu erteilende Geschwindigkeit sehr viel gröſser sein muſs, als sie sich aus dem Verhältnis von Rohr- und Kolbenquerschnitt und aus Kolbengeschwindigkeit (21,9 m/sec.) ergeben würde. Die Überströmung zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator ist bei höherem Vakuum vielmehr als Ausfluſsvorgang des Dampfes aus dem Auspuffrohr zu betrachten und erfordert Umsetzung von Spannungsenergie in Geschwindigkeitsenergie.

Zur Ermittlung der überströmenden Dampfvolumina ergeben sich zwei Grenzfälle, je nachdem die ersteren entsprechend dem durch Quecksilbermanometer gemessenen Gesamtdruck oder entsprechend dem aus der abgelesenen Temperatur ermittelten Partialdampfdruck bestimmt werden.

Legt man der Berechnung der überströmenden Dampfvolumina ein dem Gesamtdruck im Kondensator entsprechendes spezifisches Volumen zugrunde, setzt also voraus, daſs die vorhandene Luft von keinem Einfluſs ist, so ergibt sich die in Fig. 55 mitgeteilte untere Kurve, die für die verschiedenen Luftleeren bei der untersuchten Maschine die überströmenden Dampfmengen in cbm pro Sekunde resp. die sekundlichen Dampfgeschwindigkeiten erkennen läſst.

Bestimmt man die spezifischen Dampfvolumina aber nach dem im Kondensator herrschenden Partialdampfdruck, so erhält man für die überströmende Dampfmenge die in Fig. 55 dargestellte obere Kurve. Beide Kurven zeigen starkes Anwachsen mit abnehmender Kondensatorspannung, namentlich zwischen 0,2 kg/qcm und 0,1 kg/qcm Gegendruck und lassen eine noch stärkere Volumzunahme bei dem im Dampfturbinenbau angestrebten Vakuum von 95 % voraussehen.

Um zu ermitteln, welcher von beiden Grenzfällen zutrifft, habe ich besondere Versuche angestellt. Für diese Versuche wurde am Austrittstutzen der Maschine so dicht als möglich beim Niederdruckzylinder ein in zehntel Grade geteiltes Thermometer und ein Quecksilbermano-

meter angebracht. Aufserdem wurde der Druck im Kondensator durch ein Quecksilbermanometer gemessen.

Bei den drei ersten Versuchen A, B und C (Tabelle 8) wurde mit ca. 70, 80 und 90% Vakuum gearbeitet und der Kondensatordruck durch Vergröfserung der Kühlwassermenge vermindert, während bei dem Versuch D zwar dasselbe Vakuum wie bei Versuch B (80%) gehalten

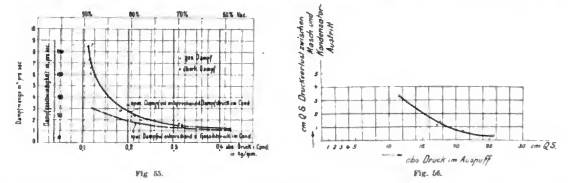


Fig 55. Fig. 56.

wurde, aber der gewünschte Kondensatordruck bei grofser Kühlwassermenge durch Ansaugen von Luft erzielt wurde.

Diese Versuche (vergleiche Spalte 5 und 6) zeigen, dafs der unmittelbar am Niederdruckzylinder im Überströmrohr herrschende und gemessene Gesamtdruck dem der Dampftabelle bei der Temperatur entspricht, wie letztere durch das Thermometer tatsächlich abgelesen wurde, eine Beobachtung, die auch schon von Weifs gemacht worden ist. Dies gilt sogar für Versuch D mit ungewöhnlich grofser Luftmenge.

Der Anteil des Luftdrucks an dem Gesamtdruck im Auspuffrohr ist daher so gering, dafs er selbst bei sehr grofser Luftmenge nicht nachweisbar ist. Man

Tabelle 8.

Versuche zur Feststellung des Zusammenhanges von Dampfdruck und Dampftemperatur im Auspuffrohr.

Mittelwerte aus alle zwei Minuten gemachten Ablesungen.

1	2	3	4	5	6	7	8	
Versuch	Zeit	Barom.-Std	abs. Druck im Auspuff	Dampftemp. n. Dampftab. u. Spalte 4	Dampftemp. im Auspuff abgelesen	Vakuum im Kondens.	Kühlwassermenge	Bemerkungen
	30. X. 02	cm Qu	cm Qu	°C	°C	%	cbm/Stde.	
A	11^{15} Uhr bis 11^{33} Uhr	76,1	23,8	70,0	70,5	68,5	11,46	Vakuum durch Ändern der Kühlwassermenge beeinflufst.
B	1^{12} „ „ 1^{40} „	76,0	15,6	61,0	61,0	79,9	15,84	
C	2^{07} „ „ 2^{36} „	76,0	6,2	41,8	41,6	92,4	41,46	
D	2^{42} „ „ 3^{00} „	76,0	15,5	60,4	60,8	80,0	41,89	Vakuum wie bei B, verschlechtert durch Einsaug. v. Luft, grofse Kühlwassermenge wie bei C.

8*

Tabelle 9.

Versuche zur Feststellung des Druckverlustes zwischen NZ. Auspuff und Kondensator-Austritt.

1	2	3	4	5	6	7	8	
No.	Barometer-Stand	Vakuum cm Qu. S.		Vakuum i. Kondensator	Absol. Druck cm Qu. S.		Druckverlust zwisch. Masch. u. Kond.	Bemerkungen
	cm-QS.	im Auspuff	Kond.-Austritt	%	im Auspuff	Kond.-Austritt	cm-QS.	
a	76,7	65,07	68,35	90	11,53	8,25	3,28	Gutes Vakuum
b	„	59,03	60,37	79	17,57	16,22	1,35	Vakuum d. Kühlwassermangel verschlechtert.
c	„	55,6	56,3	73	21,0	20,3	0,7	
d	„	59,3	60,43	79	17,3	16,17	1,13	Vakuum d. Einströmen v. Luft verschlechtert.
e	„	51,03	51,4	67	25,57	25,2	0,37	

kann daher annehmen, dafs die überströmenden Dampfvolumina in der Nähe der unteren Kurve der Fig. 55 verlaufen. Ein Blick auf diese Figur zeigt, dafs diese Volumina mit Abnahme des Gegendruckes selbst in dem günstigeren zweiten Fall rapid zunehmen, so dafs die festgestellte tatsächliche Zunahme des Spannungsverlustes durchaus erklärlich erscheint.

Auch der Druckverlust zwischen Auspuffstutzen des Niederdruckzylinders und Kondensatoraustritt, bei dem die durch die Auslafsorgane des Niederdruckzylinders verursachten

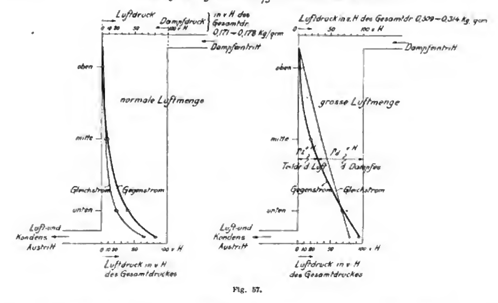


Fig. 57.

Strömungswiderstände also nicht in Betracht kommen, wurde bei verschiedenen Luftleeren besonders bestimmt durch die in Tabelle 9 aufgeführten Versuche. Die in cm—Q. S. ermittelten, in Spalte 8 enthaltenen Druckverluste sind in Fig. 56 aufgetragen; sie zeigen denselben Ver-

Tabelle 10.

Versuche zur Feststellung der Druck- und Temperaturabstufung im Kondensator.

Mittelwerte der Ablesungen

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nr	Art des Betriebes	Zeit	Äußerer Luftdruck	Unterdr. Kondens.-Austritt	Abs. Dr. Kondens.-Austritt	Temperaturen des Dampf-Luftgemisches °C					Absolute Teildrücke des Dampf-Luftgemisches kg/qcm, Dampfteildruck aus Spalte 7 bis 11 errechnet								
											Eintritt	oben		Mitte		unten		Austritt	
		27. V. 08	cm/QS	cm/QS	kg/qcm	Eintritt	oben	Mitte	unten	Austritt	Dampf	Dampf	Luft	Dampf	Luft	Dampf	Luft	Dampf	Luft
I	Gegenstrom normaleLuftmenge	10 bis 10^{20}	76,4	63,8	0,171 [1]	57,1	56,6	54,1	45,9	24,2	0,177 [1]	0,175	—	0,156	0,018	0,102	0,071	0,031	0,140
		10^{20} » 10^{40}	76,4	63,8	0,171	57,2	56,7	55,0	46,8	23,7	0,179	0,176	—	0,162	0,013	0,107	0,067	0,030	0,141
II	Gleichstrom normaleLuftmenge	11^{20} bis 11^{40}	76,4	63,3	0,178 [1]	57,8	57,3	56,3	51,8	37,3	0,184 [1]	0,180	0,002	0,172	0,009	0,138	0,042	0,064	0,114
		11^{40} » 12	76,4	63,6	0,171	57,4	56,7	55,0	51,8	36,8	0,180	0,175	0,008	0,161	0,016	0,138	0,038	0,0615	0,113
III	Gegenstrom mit großer Luftmenge	4^{45} bis 4^{55}	76,4	53,7	0,309	69,5	69,1	64,6	44,8	19,9	0,302	0,303	0,006	0,250	0,059	0,096	0,213	0,024	0,285
		4^{55} » 5^{30}	76,4	53,3	0,314	69,7	69,4	64,5	40,3	19,8	0,314	0,307	0,007	0,250	0,064	0,077	0,237	0,023	0,291
IV	Gleichstrom mit großer Luftmenge	3^{30} bis 4^{5}	76,4	53,3	0,311	69,5	69,1	60,0	45,1	36,9	0,314	0,302	0,012	0,202	0,112	0,10	0,214	0,058	0,251

[1] Bei 68 cm Vakuum ist Gesamtdruck Kond.-Eintritt um 0,006 kg/qcm höher als bei Austritt. Hieraus zwischenliegende Gesamtdrucke interpoliert.

Tabelle 11.

Kühlwasserverbrauch.

1. Versuchsgebiet . . . . Vakuum ca.	90 %										80 %				70 %			
2. Betriebsart	Gesättigter Dampf																	
3. Nummer des Versuchs	5a	5b	1a	1b	1c	12a	12b	12c	14a	14b	15a	15b	19a	19b	18a	18b	16a	16b
4. Gesamte indizierte Leistung . . PS	177,0	179,0	175,6	175,1	176,4	173,6	172,8	176,4	175,6	176,2	173,9	177,6	173,9	175,3	179,3	180,1	178,4	178,0
5. Vakuum im Kondensator in Prozent des absoluten %	94,8	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,8	88,5	82,2	82,4	80,0	80,8	68,9	69,2	69,1	69,7
6. Kühlwasserverbrauch pro Stde. . cbm	41,50	41,07	—	—	—	40,06	39,51	31,37	30,15	28,32	16,76	16,80	18,10	18,20	12,12	12,24	12,06	11,90
7. Zulauftemperatur °C	10,3	10,3	—	—	—	11,5	11,9	11,6	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
8. Abflußtemperatur °C	23,4	23,4	—	—	—	26,0	27,2	30,4	30,1	31,4	41,9	42,0	41,3	41,3	54,3	54,3	52,1	52,5
9. Temperaturunterschied °C	13,1	13,1	—	—	—	14,5	15,3	18,9	18,6	19,9	30,4	30,5	29,8	29,8	42,8	42,8	40,6	41,0
10. Kühlwasserverbrauch pro PS_i-Stde. kg	235	229	—	—	—	231	229	177,7	171,9	160,7	96,5	94,6	101,1	103,8	67,7	68,0	67,3	66,9
11. Kühlwasserverbrauch pro kg Arbeitsdampf kg	**45,6**	**45,0**	—	—	—	**45,4**	**45,6**	**35,0**	**34,4**	**32,4**	**18,65**	**18,51**	**20,13**	**20,02**	**12,13**	**12,28**	**12,36**	-

Tabelle 11a.

1. Versuchsgebiet . . . . Vakuum ca.	90 %						80 %					70 %			
2. Betriebsart	Überhitzter Dampf														
3. Nummer des Versuchs	22b	22c	24a	24b	28a	28b	23b	23c	27b	26a	26b	25a	25b	29a	29b
4. Gesamte indizierte Leistung . . PS	174,9	176,3	177,0	176,1	170,1	175,5	178,8	177,5	179,3	179,0	179,4	182,1	183,8	175,4	176,8
5. Vakuum in Prozent des absoluten im Kondensator %	92,4	92,1	88,1	89,5	84,1	83,2	79,8	79,2	79,5	77,0	76,4	69,0	68,6	67,4	67,0
6. Kühlwasserverbrauch pro Stde. . cbm	38,52	38,21	35,84	35,94	41,00	41,22	14,40	15,18	14,78	13,90	14,26	11,00	11,16	11,40	11,12
7. Zulauftemperatur °C	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	11,6	11,6	11,7	11,6	11,6	11,6	11,6	11,7	11,7
8. Ablauftemperatur °C	24,5	24,6	26,6	26,2	23,0	23,8	44,8	44,7	41,3	47,5	46,7	52,1	52,8	53,5	54,4
9. Temperaturunterschied °C	14,2	14,3	16,3	15,9	12,7	13,5	33,2	33,1	32,6	35,9	35,1	40,5	41,2	41,8	42,7
10. Kühlwasserverbrauch pro PS_i-Stde. kg	220	217	203	203,7	241	235	80,5	85,6	82,1	77,6	79,6	61,8	60,8	65,4	62,9
11. Kühlwasserverbrauch pro kg Arbeitsdampf kg	**46,1**	**45,7**	**42,1**	**42,3**	**50,0**	**48,6**	**16,13**	**16,85**	**16,44**	**15,46**	**15,90**	**12,28**	**11,78**	**12,64**	**12,32**

lauf bei den verschiedenen Luftleeren wie die oben zwischen Kondensatorspannung und den Gegendrücken auf den Niederdruckkolben festgestellten Unterschiede, d. h. der gröfste Druckverlust tritt bei dem hohen Vakuum auf, der kleinste bei niederem Vakuum.

Verhalten des Oberflächenkondensators bei Gleich- und bei Gegenstrombetrieb und Kühlwassermengen.

Die Verteilung des Luft- und Dampfteildruckes im Kondensator ist von der einströmenden Luftmenge und von der Richtung des Kühlwasserstroms durch den Kondensator abhängig. Über diese Verhältnisse, die durch Temperaturmessungen im Kondensator oben, mitte und unten, geklärt wurden, gibt die Tabelle 10 und die graphische Darstellung, Fig. 57, Aufschlufs. Der Anteil des Luftdrucks an dem Gesamtdruck ist bei normaler Luftmenge auch im oberen Teil des Kondensators noch so gering, dafs er kaum nachweisbar. Nur wenn der Kondensatordruck durch Einlassen von Luft erhöht wird, läfst sich hier ein kleiner Luftdruck, insbesondere bei Gleichstrombetrieb, nachweisen. Der gröfste Luftdruck tritt in allen Fällen im untersten Teil des Kondensators ganz zuletzt auf, an dieser Stelle hat die Pumpe abzusaugen. Hier ist, wie zu erwarten, bei Gegenstrombetrieb der Luftdruck in beiden Fällen (normale und grofse Luftmenge) etwas gröfser als bei Gleichstrombetrieb, woraus sich einer der Vorteile des Gegenstromverfahrens ergibt. Aus dem Verlauf der Teildrücke von Luft und Dampf in Fig. 57 kann man schliefsen, dafs ein stehender Oberflächenkondensator der liegenden Anordnung vorzuziehen ist, weil die Zone des höchsten Luftdrucks, wo die Pumpe abzusaugen hat, sich tief unten befindet und an sich nur eine niedere Schicht einnimmt, die sich bei einem stehenden Kondensator auf eine kleine Fläche, bei einem liegenden aber auf eine grofse Fläche verteilt, so dafs im ersteren Fall das Absaugen der Luft von höchstem Druck durch die Luftpumpe sicherer gewährleistet wird.

Aus den Versuchen C und D der Tabelle 8 geht auch ferner die längst bekannte Notwendigkeit hervor, ein hohes Vakuum in erster Linie dadurch zu erreichen, dafs der Lufteintritt in die Maschine auf ein Minimum beschränkt wird, anstatt dafs die Kühlwassermenge über Gebühr gesteigert wird, was, wie die Versuche ergeben, bei grofser Luftmenge das Vakuum unberührt läfst. Bei geringer Luftmenge folgt aber die Kondensatorspannung umgekehrt proportional der Kühlwassermenge.

Es ist interessant darauf hinzuweisen, dafs die bei den verschiedenen Luftleeren beobachteten Kühlwassermengen, durch deren Veränderung die verschiedenen Kondensatorspannungen erzielt worden sind, nicht von dem Gesamtdruck, sondern von dem (Partial-)Dampfdruck im Kondensator abhängig sind. Dies ergibt sich aus den Schaubildern Fig. 58 und 59.

In Fig. 58 sind die Kühlwassermengen pro kg Arbeitsdampf in bezug auf die bei den Versuchen tatsächlich durch die Quecksilbersäule gemessenen Kondensatorspannungen (Gesamtdruck) aufgetragen. Es ergibt sich dabei, dafs die einzelnen Versuchsresultate infolge der verschiedenen jeweilig vorhandenen Luftmengen oft erheblich aus der Kurve herausfallen, während sie genau auf einer Kurve liegen, wenn man sie in bezug auf den Dampfteildruck und einen überall als gleich angenommen mittleren Luftdruck von 4,75 mm Q.-S. aufträgt (Fig. 59). Dies steht mit den Ergebnissen der Versuche C und D, Tabelle 8, im Einklang und ergibt sich auch aus

theoretischen Erwägungen, da die mittlere Kühlwassertemperatur die Dampftemperatur im Kondensator beeinflufst, und letzterer ein ganz bestimmter Dampfdruck entspricht. Der Gesamtdruck kann allerdings, je nach dem Anteil des Luftdrucks von einem Minimalwert ab, verschiedene Gröfsen annehmen.

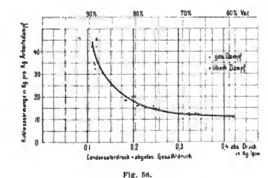


Fig. 58.

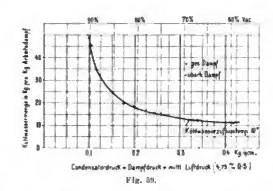


Fig. 59.

Die pro kg Arbeitsdampf benötigten Kühlwassermengen sind je nach der Kondensatorspannung sehr verschieden. Dieselben ergeben sich aus den Tabellen 11. Bei 0,3 kg Kondensatordruck kommt man mit der 13fachen Kühlwassermenge aus, während man bei 0,1 kg Gegendruck die mehr als 40fache benötigt selbst bei der niederen Kühlwasserzuflufstemperatur von 10°.

Folgerungen aus den Versuchen für den Dampfmaschinenbau.

Aus den Versuchen ergibt sich zunächst, dafs man die Querschnitte der Auslafsorgane des Niederdruckzylinders wesentlich gegenüber den jetzt üblichen Abmessungen vergröfsern mufs, wenn man bei hohem Vakuum tatsächlich den Kondensatordruck auf den Niederdruckkolben wirken lassen will. Ferner wird man den Kondensator so dicht als möglich an den Niederdruckzylinder heransetzen müssen. Ob beides konstruktiv immer möglich ist, bleibe dahingestellt.

Für die Wirtschaftlichkeit der Maschine ist nicht der Dampfverbrauch pro indizierte PS und Stunde mafsgebend, sondern der Wärmeverbrauch, und zwar pro Nutzpferd und Stunde.

In Tabelle 12 und 12a und dementsprechend in Fig. 60 ist zunächst der Wärmeaufwand, vor der Maschine gemessen, pro indizierte PS und Stunde bei verschiedenen Luftleeren für Betrieb mit gesättigtem und mit überhitztem Dampf veranschaulicht. Der Bruttowärmeverbrauch verläuft proportional dem Dampfverbrauch. Bei richtig angelegtem Dampfbetrieb würde es aber zweckmäfsig sein, das aus der Maschine ablaufende ölfreie heifse Kondensat möglichst ohne Verluste in die Kessel zurückzuführen. Da ist zunächst das Kondensat aus dem Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylindermantel bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und aus dem Mittel- und Niederdruckzylindermantel bei Betrieb mit überhitztem Dampf.

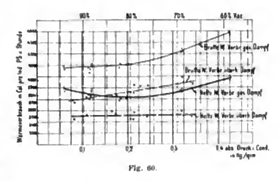


Fig. 60.

Tabelle 12.

Berechnung des Wärmeverbrauchs.

Versuchsgebiet		Vakuum 90%										Vakuum 80%				Vakuum 70%			
Betriebsart		Gesättigter Dampf																	
Nummer des Versuchs		5a	5b	1a	1b	1c	12a	12b	12c	14a	14b	15a	15b	19a	19b	18a	18b	16a	16b
Wärmeverbrauch pro PS$_i$-Stde.	WE	4194	4155	4189	4186	4135	4222	4197	4177	4096	4149	4215	4169	4209	4215	4490	4381	4868	—
Rückgewinn: Kondensat aus Oberflächenkondensator	kg	918	912	914	911	903	856	873	896	878	895	899	908	899	900	935	960	971	—
Temperatur	°C	20,8	23,1	—	—	—	28,6	28,7	32,4	33,4	35,5	51,0	51,3	47,6	47,9	66,6	66,7	65,6	66,9
Wärmeinhalt	WE	18990	21067	—	—	—	24508	25055	29030	29325	31772	45849	46580	42792	43541	62601	63956	63698	—
Hochdruck-, Mitteldruck-Mantel, Niederdruck-Mantel, Kondensat	kg	206,8	205,4	194,1	193,7	195,8	219,9	217,9	213,2	206,8	206,9	204,5	205,3	203,0	204,1	211,5	199,2	209,2	206,0
× 150 (Temperatur)	WE	31020	31200	29115	29055	29370	32985	32685	31980	31020	31020	30675	30795	30450	30615	31725	29880	31380	30900
Ganzer Rückgewinn	WE	50010	52267	—	—	—	57793	57740	61010	60345	62792	76524	77375	73242	74156	97326	93846	95078	—
Ganzer Rückgewinn pro PS$_i$-Stde	WE	292	292	—	—	—	338	334	315	344	356	449	455	427	423	548	532	538	—
Netto-Wärmeverbrauch pro PS$_i$-Stde.	WE	3912	3863	—	—	—	3889	3863	3862	3752	3793	3775	3738	3788	3792	3877	3849	3855	—

Tabelle 12a.

Versuchsgebiet		Vakuum 90%						Vakuum 80%					Vakuum 70%			
Betriebsart		Überhitzter Dampf														
Nummer des Versuchs		22b	22c	24a	24b	28a	28b	23b	23c	27b	26a	26b	25a	25b	29a	29b
Wärmeverbrauch pro PS$_i$-Stde.	WE	3733	3706	3775	3775	3807	3776	3862	3940	3823	3926	3905	4025	3971	3962	3937
Rückgewinn: Kondensat aus Oberflächenkondensator	kg	835	836	852	850	861	849	893	901	889	899	898	954	948	902	903
Temperatur	°C	27,0	27,0	28,6	28,7	25,0	25,7	55,3	55,0	54,2	58,9	57,4	66,8	67,3	66,7	67,0
Wärmeinhalt	WE	22545	22572	24367	24395	21525	21819	49383	49555	48184	52951	51545	63727	63800	60261	60501
Hochdruck-, Mitteldruck-Mantel, Niederdruck-Mantel, Kondensat	kg	107,2	106,8	112,7	109,7	106,3	106,6	100,2	105,8	100,1	114,7	112,8	104,7	104,2	99,3	98,4
× 150 (Temperatur)	WE	16080	15870	16905	16455	15945	15990	15030	15870	15015	17205	16920	15705	15630	14895	14760
Ganzer Rückgewinn	WE	38625	38442	41272	40850	37470	37809	64413	65425	63199	70156	68465	79432	79430	75156	75261
Ganzer Rückgewinn pro PS$_i$-Stde	WE	220,8	218	233	254	212	215	360	369	352	392	382	436	432	423	426
Netto-Wärmeverbrauch pro PS$_i$-Stde	WE	3512,2	3488	3542	3521	3594	3561	3492	3571	3471	3534	3523	3589	3539	3539	3511

Arbeitet die Maschine mit Oberflächenkondensation und schaltet man zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator einen Ölabscheider ein, die heutzutage ohne merkbaren Widerstand mit Sicherheit 90 bis 95% des im Dampf mitgeführten Öls ausscheiden, so ist es auch vorteilhaft, das aus dem Kondensator ablaufende reine Kondensat wieder in die Kessel zurückzuspeisen. Dieser Vorteil tritt besonders hervor, falls die Maschine mit hohem Gegendruck arbeitet. So hat bei 90% Vakuum dieses Kondensat 23°, bei 80% Vakuum 54° und bei 70% Vakuum ca. 66°. Je schlechter die Luftleere, um so vorteilhafter ist es, das Kondensat aus dem Oberflächenkondensator zurückzunehmen. Ebenso ergibt das Zurückfördern des reinen Mantelwassers in den Kessel eine erhebliche Wärmeersparnis.

Der Gesamtrückgewinn an Wärme aus Oberflächen-Kondensat und Mantelwasser beträgt bei 90% Luftleere und gesättigtem Dampf 7,6%, bei 80% Vakuum 10% und bei 70% Vakuum 12,5%, was einer gleich grofsen Kohlenersparnis entspricht, wenn man von den geringen Wärmeverlusten bei der Rückleitung des Kondensates absieht.

Stellt man unter Berücksichtigung des Rückgewinns an Wärme den Wärmeaufwand für die verschiedenen Luftleeren dar, wie dies in Tabelle 12 und 12a und in Fig. 60 geschehen ist, so ergibt sich bei Betrieb mit gesättigtem Dampf der günstigste Wärmeaufwand für die Maschine pro indizierte PS und Stunde überhaupt nicht bei 0,1 kg/qcm, sondern bei 0,2 kg/qcm absolutem Gegendruck, und bei Betrieb mit überhitztem Dampf ist zwischen dem kleinsten und dem gröfsten Gegendruck (90 und 70% Vakuum) überhaupt kein merkbarer Unterschied im spezifischen Wärmeaufwand.

Der Kondensationswasserabführung und der Zurückführung des heifsen Kondensats wird bei Dampfbetrieben überhaupt viel zu wenig Beachtung geschenkt.

In der Regel erfolgt die Abführung des Kondensationswassers durch Kondensationstöpfe, die in kurzer Zeit in bezug auf die Dichtheit der Abschlufsventile zu wünschen übrig lassen, namentlich bei Betrieb mit überhitztem Dampf, und bei denen stets Dampfverluste mit auftreten.

Während sich aus der Darstellung in Fig. 60 ergibt, dafs bei Rückführung der heifsen Kondensate in den Kessel bei der untersuchten Dampfmaschine annähernd der gleiche Wärmeaufwand pro PS_i/Stunde auftritt, ganz gleichgültig, ob das Vakuum der Dampfmaschine ein hohes von 90% oder ein niedriges von 70% ist, dürfte dagegen bei Berücksichtigung des Wärmeaufwandes pro Nutzpferd und Stunde es zweifellos wirtschaftlicher sein, mit geringerem Vakuum zu arbeiten. Man beachte nur die in Fig. 58 dargestellten Kühlwassermengen, die bei 70% Vakuum nur das 13fache bei 90% Vakuum dagegen das 40fache des Dampfgewichts ausmachen. Dabei handelt es sich um eine Temperatur des zufliefsenden Kühlwassers von 10°, also um Verhältnisse, wie sie im praktischen Betrieb selten so günstig auftreten.

Die Bewegung des Kühlwassers erfordert Arbeitsaufwand, und zwar beträgt derselbe bei 70% Vakuum etwa den vierten Teil der bei 90% Vakuum hierfür aufzuwendenden Arbeit. Berücksichtigt man dies, sowie die Wandungseinflüsse und Strömungswiderstände, so ergibt sich zweifellos, dafs der ökonomisch günstigste Wärmeaufwand der Kolbenmaschine pro Nutzpferd nicht bei dem höchsten Vakuum liegt, sondern etwa bei 80% Vakuum zu erwarten ist. Diese Tatsache verschiebt sich weiter zugunsten des geringeren Vakuums, wenn Rückkühlanlagen angewendet werden müssen, bei denen die zirkulierenden Kühlwassermengen an sich erheblich gröfser sind, und es nur mit kostspieligen Einrichtungen möglich ist,

überhaupt ein hohes Vakuum zu erzielen, so daſs naturgemäſs die dafür aufzuwendende Nebenarbeit noch weit mehr ins Gewicht fällt.

Als Endresultat kann man aus den Versuchen folgern, daſs in den Fällen, in denen kaltes Kühlwasser in ausreichender Menge zur Verfügung steht, dann wirtschaftlicher Vorteil bei Betrieb mit hohem Vakuum zu erwarten ist, wenn dasselbe auch wirklich auf den Niederdruckkolben zur Wirkung kommt d. h. wenn der Oberflächenkondensator dicht an den Niederdruckzylinder gerückt werden kann und die Querschnitte der Auslaſsorgane und des Auspuffrohrs entsprechend den groſsen überströmenden Dampfvolumina reichlich groſs genommen werden können, daſs aber in der groſsen Mehrzahl der anderen Fälle, und vor allen Dingen da, wo zur Kondensation rückgekühltes Wasser verwendet werden muſs, ein weniger hohes Vakuum zwischen 70 und 80% wirtschaftlich vorteilhafter ist, insbesondere wenn die heiſsen Kondensate aus der Dampfmaschine in den Kessel zurückgefördert werden.

Namentlich bei Zentralkondensationen dürfte es wirtschaftlich günstiger sein, mit mäſsigem Vakuum, etwa 75—80% zu arbeiten, weil bei den hier naturgemäſs vorliegenden groſsen, aber unvermeidlichen Entfernungen zwischen Maschinen und Kondensator die auftretenden Strömungswiderstände ohnedies stark erhöht werden und weil man hier bei Arbeiten mit geringerem Vakuum mit wesentlich kleineren Spannungsverlusten zwischen Kondensator und Maschinen auskommt.

III. Versuche mit Dampfturbinen,

insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

Bekanntlich wird der Dampfverbrauch der Dampfturbine aufserordentlich durch die Höhe des Gegendrucks im Kondensator beeinflufst. Es ist interessant, diesen Einflufs durch Versuche festzustellen und dem vorher erörterten Verhalten der Kolbenmaschine gegenüberzustellen.

In dem nach meinen Entwürfen eingerichteten Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Danzig ist eine 150 KW-Rateau-Oerlikon Dampfturbine zur Aufstellung gekommen, welche zunächst auf dem Versuchsfeld in Oerlikon mit einem geringen Gegendruck von 0,1 kg/qcm abs. probiert worden war und welche bei der Inbetriebsetzung der Anlage in Danzig von mir noch mit wesentlich höherem Gegendruck bei Belastung und bei Leerlauf untersucht worden ist. Über diese Versuche und ihre Bearbeitung soll zunächst berichtet werden.

Die Turbine ist mit einem Gleichstrom-Generator direkt gekuppelt und soll bei 3000 minutlichen Umläufen, 11 Atm. Dampfdruck am Einlafsventil und einer Kondensatorspannung von 0,1 kg/qcm abs. 150 KW im Dauerbetrieb ohne schädliche Erwärmung der Dynamo leisten.

Der Aufbau der Turbine ist in drei Radgruppen ausgeführt und ergibt sich aus der Fig. II und IV der beiliegenden Tafel.

Die untersuchte Turbine, dem System nach bekanntlich eine reine Druckturbine, hat 13 Laufräder, die hintereinander auf einer gemeinschaftlichen Welle aufgebracht und durch Scheidewände voneinander getrennt sind. In der Mitte hat die Welle den gröfsten Durchmesser von 90 mm, der sich nach den beiden Stopfbüchsen zu absatzweise bis auf 80 mm vermindert, damit sich die Laufräder von den Seiten bequem aufschieben lassen. Der Dampf wird der Turbine durch einen ringförmigen, im Deckel ausgebildeten Kanal zugeführt, von wo er durch den ebenfalls im Deckel untergebrachten ersten Leitapparat in das teilweise beaufschlagte erste Laufrad gelangt. Es sind drei Hochdruckräder von gleichem Durchmesser und gleicher Schaufelhöhe, aber entsprechend der Volumzunahme des Dampfes von zunehmender Beaufschlagung ausgeführt.

Die Schaufeln der Laufräder sind aus Stahlblech gestanzt, gebogen und auf den früher einfach, in neuerer Zeit doppelt umgebördelten Rand der Radscheiben genietet, die ihrerseits auf Stahlgufsnaben festgenietet sind. Um das mit den Schaufeln versehene Rad ist ein dünnes Stahlband gelegt und ebenfalls mit den Schaufeln vernietet. Der Abstand der Laufräder von

dem Leitkranz und dem Gehäuse beträgt überall 4—6 mm, ist also so reichlich, dafs Anstreifen auch bei grofsen Temperaturschwankungen ausgeschlossen ist.

Aus der Hochdruckgruppe gelangt der Dampf zu vier Mitteldruckrädern von etwas gröfserem Durchmesser als die Hochdruckräder und ebenfalls zunehmender Beaufschlagung.

Zur Überlastung der Turbine oder zur Erzielung der Normalleistung bei Auspuffbetrieb kann mittels Überlastungsventiles unmittelbar Dampf aus dem Ringraum vor dem ersten Hochdruckrad auf die Mitteldruckräder gegeben werden. Diese Einrichtung hat sich im Betrieb in Danzig durchaus bewährt.

Aus den Mitteldruckrädern gelangt der Dampf zu der Niederdruckgruppe, bestehend aus je drei Laufrädern von gleichem äufseren Durchmesser und wachsender Beaufschlagung und aus je drei Laufrädern von zunehmendem äufseren Durchmesser, die voll beaufschlagt sind und daher wachsende Schaufelhöhe haben müssen. Auf der Niederdruckseite ist der Deckel so ausgebildet, dafs der aus dem letzten Niederdruckrad ausströmende Dampf allseitig einen grofsen Querschnitt zum Überströmen nach dem Kondensator vorfindet

Die Turbinenwelle wird nur von zwei aufserhalb des Dampfraumes befindlichen, wassergekühlten Lagern mit doppelter Ringschmierung getragen. Das in den Lagern durch eine Rotationspumpe ständig umgetriebene Öl wird durch einen unter Flur angeordneten Röhrenkühler gekühlt. Bemerkenswert ist die Wellendichtung nach aufsen. Es sind zunächst die Welle dicht umschliefsende Büchsen eingebaut, die mit dem ersten und dem letzten Laufrad kammartig zu einer Labyrinthdichtung verzahnt sind. Die Büchsen sind auf ihrer äufseren Seite zu einer Vorkammer ausgebildet, die nach aufsen durch einen Deckel abgeschlossen wird. Diese Vorkammern werden stets auf der Hochdruck- und auf der Niederdruckseite mit Dampf von 1,2 bis 1,5 Atm. abs. erforderlichenfalls auch von höherer Spannung durch eine selbsttätige Vorrichtung gefüllt gehalten, die so angeordnet ist, dafs der durch die Hochdruckbüchse tretende Dampf in der Regel zur Füllung der Vorkammer auf der Niederdruckseite dient. Dadurch soll verhütet werden, dafs auf der Niederdruckseite Luft von aufsen in die Turbine hineingelangt.

Die Überleitung des Sperrdampfes und die Aufrechterhaltung des Dichtungsdruckes wird durch die in Fig. I der Tafel dargestellte selbsttätige Einrichtung besorgt. Der auf der Hochdruckseite in die Vorkammer eintretende Dampf gelangt durch ein Rohr von 30 mm l. W. in den kugelförmigen Raum *A* des Druckregulators, der auch mit der Vorkammer der Niederdruckbüchse in Verbindung steht. Der Regulierapparat ist so eingerichtet, dafs in diesem Kugelraum stets der gleiche Druck von 1,2 bis 1,5 Atm. gehalten wird. Tritt beispielsweise zuviel Dampf von der Hochdruckdichtung in den Kugelraum über, so dafs hier der Druck zu steigen anfängt, so wird der Kolben des Druckreglers *C* stärker belastet und die Feder *F* mehr zusammengedrückt, wodurch der Schieber *B* soviel Dampf in den Niederdruckzylinder der Turbine abströmen läfst, bis der Druck im Kugelraum *A* wieder auf die normale Höhe gesunken ist. Tritt anderseits aus der Hochdruckdichtung zu wenig Dampf in den Kugelraum über, so dafs der Druck darin unter 1,2 bis 1,5 Atm. abs. sinkt, so drückt die Feder *F* den Kolben *C* in die Höhe und der Schieber *D* läfst eine entsprechende Menge Frischdampf in den Kugelraum einströmen. Bei Inbetriebsetzung der Turbine kann man mittels Öse die Kolbenstange *G* von Hand bewegen und hierdurch unmittelbar Dampf in die Vorkammer einführen. Infolge des Einbaues

dieses Druckreglers haben die äufseren Stopfbüchsen der Wellen nur gegen den geringen Überdruck von 0,2 bis 0,5 Atm. abzudichten. Das geschieht durch eine Metallpackung, die nach Art der Schwabepackung aus einem in drei Teile zerschnittenen Zylinder aus Graugufs besteht, dessen einzelne Teile durch umgelegte kreisförmige Spiralfedern an die Welle und durch eine eiserne Platte mittels gewöhnlicher Spiralfedern an die Dichtungsbüchse gedrückt werden.

Das Lager der Turbinenwelle auf der Niederdruckseite ist mit dem Deckel des Turbinengehäuses vergossen und enthält mit Weifsmetall ausgekleidete Lagerschalen. Die Ölräume der Lager sind durch Labyrinthdichtung nach aufsen abgeschlossen.

Die Regelung der Turbine erfolgt durch Drosselung; der Dampf gelangt durch das Einströmrohr zunächst mittels eines Hilfsabschlufsorganes (Doppelsitzventil) in den zylindrischen Schieberkasten, in dem ein vom Regulator betätigter Kolbenschieber die Drosselregulierung besorgt. Der Drosselschieber wird, um die Reibung aufzuheben, von der senkrechten Regulatorwelle mittels doppelter Schneckenübersetzung in langsame Drehung versetzt. Die Belastung des Federreglers und damit die Umlaufzahl der Turbine kann durch ein Handrad während des Betriebes verändert werden.

Der Antrieb der senkrechten Regulatorwelle durch Schnecke und Schneckenrad von der Turbinenwelle aus ist aus Fig. III der Tafel erkennbar. Der Regulator wirkt direkt auf das Steuerorgan. Der ursprüngliche Regulator hatte zu geringe Energie, es wurde nachträglich ein kräftigerer Regler eingebaut, der die Regulierung einwandsfrei besorgt.

Auf dem unteren Teil der Regulatorwelle sitzt noch ein zweiter sogenannter Sicherheitsregulator, der bei Überschreitung der höchsten zugelassenen Umlaufzahl von 3300 i. d. Minute den Dampf selbsttätig mittels des oben erwähnten Doppelsitzventils absperrt. Ein Tachometer zeigt die Umlaufzahlen. Der Hilfsregler verdreht mittels Winkelhebel und Lenkstange eine wagerechte Achse, auf der das Doppelsitzventil sitzt, das für gewöhnlich mittels Bajonettverschlusses geöffnet gehalten wird. Tritt der Hilfsregler in Tätigkeit, so schnappt der Bajonettverschlufs aus und eine Feder schliefst das Hilfsabsperrventil momentan ab. Der Abschlufs kann auch von Hand bewirkt werden.

Die Turbine hat in der vergangenen Betriebsperiode gut entsprochen, dagegen scheint die Belastung der Bürsten des Kollektors der Gleichstromdynamo mit normal 70 Amp. zu hoch zu sein, wenigstens ergibt bei höherer Belastung eine Schwankung derselben um 20—30 Amp. ein Funken der Bürsten, das ihre Verstellung notwendig macht.

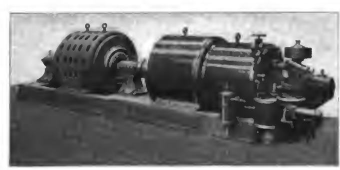


Fig. 61.
150 KW Rateau-Örlikon-Turbine.

Fig. 61 stellt die äufsere, gefällige Ansicht des Turbogenerators dar und läfst den an der Dynamo zur Kühlung angebrachten Ventilator erkennen.

Die Turbine ist auf meine Veranlassung in weitgehendem Mafse für Studienzwecke eingerichtet, insbesondere sind Vorkehrungen getroffen, um

die Ausdehnung und den Zustand des Dampfes in den einzelnen Stufen verfolgen zu können. Zu diesem Zweck können Temperatur und Druck des Dampfes, eventuell auch der spezifische Dampfgehalt in jeder Stufe gemessen werden. Hierzu sind Thermometereinsätze und Manometeranschlüsse dicht hinter jedem Laufrad angebracht. Der Druck wird in den Oberstufen durch Manometer, in den Unterstufen durch ein Quecksilbervakuummeter gemessen, mit dem alle Stufen nach Belieben in Verbindung gebracht werden können. Die von der Maschinenfabrik Oerlikon auf ihrem Versuchsfeld bei einem Kondensatordruck von 0,1 kg/qcm ermittelten und von mir dort nachgeprüften Dampfverbrauchszahlen und Hauptablesungen sind dem Schaubild Fig. 62 zu entnehmen. Bei diesen Versuchen (1) waren die Einrichtungen zur Messung der Temperaturen und Drücke in den einzelnen Stufen noch nicht zur Verfügung. Dieselben konnten aber bei den von mir später in Danzig ausgeführten Versuchen mit höherem Gegendruck benutzt werden. Es wurde dort ein Versuch (2) mit Belastung bei einer Kondensatorspannung von 0,35 kg/qcm abs. und zwei Leerlaufversuche (3 und 4) mit 0,3 resp. 0,7 kg/qcm abs. Kondensatorspannung ausgeführt.

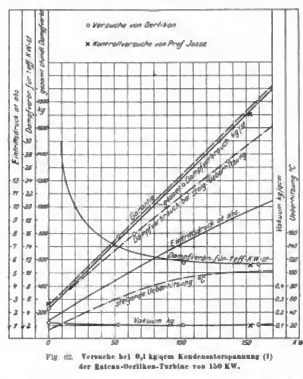


Fig. 62. Versuche bei 0,1 kg/qcm Kondensatorspannung (1) der Rateau-Oerlikon-Turbine von 150 KW.

Tabelle I.

150 KW-Rateau-Turbine der Technischen Hochschule Danzig.

Versuche in Danzig		belastet	Leerlauf	
Nr. des Versuchs		2	3	4
Tourenzahl pro Min.	n	3010	3040	—
Dampfeintrittsspannung	kg/qcm abs.	14,2	14,5	14,5
Dampftemperatur	° C	241	218	200
Überhitzung	° C	46	22	4
Spannung hinter Regulierventil	kg/qcm abs.	11,0	2,2	8,6
Kondensator-Spannung	kg/qcm abs.	0,35	0,30	0,72
Elektrische Leistung der Turbine	KW	113	—	—
Wirkungsgrad der Dynamo	$\eta_{dyn.}$	0,87	—	—
Effektive Leistung der Turbine	PS eff.	177	—	—
Gesamter Dampfverbrauch pro Stunde	kg	1980	412	663
Dampfverbrauch pro 1 KW-Stunde	kg	17,5	—	—
Dampfverbrauch pro 1 eff. PS-Stunde	kg	11,2	—	—

In Tabelle I sind die Hauptergebnisse dieser Danziger Versuche (2, 3 und 4) mitgeteilt. Die Versuche wurden mit mäfsig überhitztem Dampf vorgenommen, hauptsächlich zu

Tabelle II.

Dampfzustand in den einzelnen Stufen.

Werte gemessen	in der Dampfleitung	vor dem Leitrad 1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	vor dem Kondensator	
		1. Radgruppe			2. Radgruppe				3. Radgruppe							
Dampfdr. kg/qcm abs.	14,2	11,0	6,4	5,1	4,0	2,8	1,9	1,53	1,26	0,75	0,58	0,46	0,37	0,36	0,35	Versuch 2 Belastung mit 113 KW
Sättigungstemp. °C	195	183	160	152	143	130	118	111	105	91	84,5	79	73,5	73	72	
Gemessene Temp. »	241	232	214	194	168	163	144	130	113,5	94	84	79	74	73	72	
Überhitzung . . »	46	49	54	42	25	33	26	19	8,5	3	—	—	—	—	—	
Gesamtwärme λ WE	687	686	681	673	663	662	655	649,5	643	636	—	—	—	—	—	
Entropie	1,591	1,613	1,660	1,668	1,670	1,706	1,731	1,740	1,746	1,784	—	—	—	—	—	
Dampfdr. kg/qcm abs.	14,5	2,2	1,43	1,13	0,96	0,62	0,49	0,42	0,36	0,33	0,32	0,31	0,31	0,30	0,30	Versuch 3 Leerlauf; 0,30 Atm. Kond.-Spannung
Sättigungstemp °C	196	123	109	103	98	86,5	80,5	76,5	72,7	70,8	70,1	69,3	69,3	68,7	68,7	
Gemessene Temp. »	218	202	184	180	168	148	140	130	115	106	104,7	104	103,7	100,8	103,5	
Überhitzung . . »	22	79	75	77	70	61,5	59,5	53,5	42,3	35,2	34,6	34,7	34,4	32,1	34,8	
Gesamtwärme . WE.	678	682	675	675	670	663	660	656	649	645	645	644	644	644	644	
Entropie	1,596	1,779	1,808	1,836	1,841	1,868	1,891	1,896	1,898	1,897	1,900	1,902	1,902	1,902	1,905	
Dampfdr. kg/qcm abs.	14,5	8,6	2,4	1,8	1,53	1,23	0,96	0,89	0,80	0,75	0,75	0,74	0,73	0,73	0,72	Versuch 4 Leerlauf; 0,72 Atm. Kond. Spannung
Sättigungstemp. °C	196	139	125	116	111	105	98	95,7	93	91,3	91,3	91	90,7	90,7	90,2	
Gemessene Temp. »	200	163	153	144	132	122	114	103	103,5	101,1	102	104	106	110	110	
Überhitzung . . »	4	24	28	28	21	17	16	7,3	10,5	9,8	10,7	13	15,3	19,3	19,8	
Gesamtwärme . WE.	667	662	659	655	650	648	645	640	640	639	640	641	642	643	644	
Entropie	1,551	1,676	1,716	1,734	1,743	1,763	1,779	1,775	1,789	1,791	1,793	1,796	1,801	1,807	1,809	

dem Zweck, um den Dampfzustand vor den ersten Leiträdern durch Druck- und Temperatur-Messung eindeutig bestimmen zu können.

Die bei den Versuchen 2, 3 und 4 in den einzelnen Stufen abgelesenen Dampfdrücke und Dampftemperaturen sind in Tabelle II enthalten, welche durch die Überhitzungsgrade sowie durch die jeweilige Entropie des Dampfes vervollständigt ist.

Beurteilt man zunächst die Versuche 2, 3 und 4 mit Rücksicht auf das Verhalten des Dampfes beim Durchströmen durch die Turbine, so ist man durch die in Tabelle II mitgeteilten Werte in der Lage, den Zustand des Dampfes vor jedem Leitrad zu bestimmen mit Ausnahme der vier letzten Leiträder des Versuchs 2, wo der Dampf gesättigt war, und bei der Unkenntnis des spezifischen Dampfgehalts der Wärmeinhalt eindeutig nicht ermittelt werden kann.

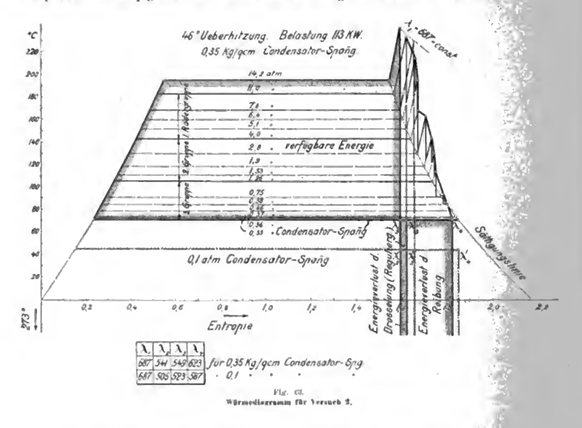


Fig. 63.
Wärmediagramm für Versuch 2.

Um die Arbeitsvorgänge innerhalb der Turbine zu veranschaulichen, ist an Hand der Daten der Tabelle II das Wärmediagramm in Fig. 63 für den Belastungsversuch 2 verzeichnet, aus dem zunächst die Druck- und Temperaturabstufung zu ersehen ist.

Die Punkte, die den Dampfzustand vor zwei benachbarten Leiträdern darstellen, sind durch gerade Linien verbunden, eine Annäherung, die den tatsächlichen Verhältnissen im Leit- und im zugehörigen Laufrad ja nicht entspricht, da in dem ersteren eine fast adiabatische Expansion erfolgt, die Entropie also nahezu ungeändert bleibt, beim Passieren des Laufrades aber erhebliche Reibungswiderstände auftreten, die eine Wärmezuführung, also Entropiesteigerung

bedingen. Der wirkliche Verlauf der Kurve, der in Fig. 63 ebenfalls angedeutet ist, erfolgt annähernd nach den eingezeichneten Zacken.

Die Regulierung bewirkt eine Drosselung von 14,2 auf 11,0 kg, entsprechend einem verhältnismäfsig geringen Energieverlust (s. Fig. 63). Das Entropiediagramm zeigt in der ersten und zweiten Rädergruppe, wo jedesmal bei dem ersten Rad mit stark partieller Beaufschlagung angefangen und allmählich zur Vollbeaufschlagung übergegangen wird, einen gleichartigen Verlauf. Anfänglich, bei der teilweisen Beaufschlagung, findet der Energieumsatz bei grofser Wärmezufuhr durch Reibung und Wirbelung in den Laufrädern statt, gegen Ende, bei Vollbeaufschlagung, läfst sich nahezu adiabatische Expansion konstatieren. Man wird daraus den Schlufs ziehen dürfen, dafs die partielle Beaufschlagung namentlich bei grofsem Raddurchmesser erhebliche Reibungs- und Ventilationsverluste bedingt, die bei Vollbeaufschlagung auf ein Minimum reduziert werden.

In der dritten Gruppe, wo die ersten zwei Räder zwar auch partiell, aber in geringerem Mafs wie bei den ersten beiden Gruppen, beaufschlagt sind, ist der Dampfzustand nur noch im ersten Rad bestimmbar, da hier die letzte Überhitzung mit 3° nachgewiesen wurde. Die Temperaturentropielinie verläuft bei diesem Rad denn auch näher der Adiabate als bei den ersten Rädern der beiden vorhergehenden Gruppen, weil der beaufschlagte Radumfang gröfser ist.

In den letzten drei Niederdruckrädern findet ein merklicher Druckabfall nicht statt, weil die Turbine mit zu hohem Gegendruck im Kondensator betrieben wurde. Die letzten drei Räder leisten daher in diesem Fall nicht nur keine Nutzarbeit, sondern verbrauchen Energie, indem sie im Dampf wühlen. Da der spez. Dampfgehalt des in den Kondensator strömenden Dampfes nicht bekannt ist, ist versucht worden, den Wärmeinhalt des Dampfes beim Eintritt in den Kondensator dadurch rechnerisch zu bestimmen, dafs man aus den weiter unten mitgeteilten Leergangsversuchen die Lagerreibung der Turbine mit Dynamo feststellte, mittels der elektrischen Leistung, des Wirkungsgrades der Dynamo und dieser Reibungsarbeit die indizierte Leistung der Turbine berechnete (siehe Tabelle III, Versuch 2) und die dieser (pro 1 kg verbrauchten Dampfes) entsprechende Wärme von dem anfänglich vorhandenen Wärmeinhalt des Admissionsdampfes in Abzug brachte.

Der Nutzeffekt der Turbine wäre bei dem Versuch mit hohem Kondensatordruck zweifellos ohne die drei letzten Räder, die mitgeschleppt werden mufsten, höher gewesen, andererseits kann man aus dem Verhalten der beiden ersten Radgruppen in bezug auf Reibungswärme und Beaufschlagungsgrad annehmen, dafs bei niedrigem Gegendruck, für den die Turbine konstruiert ist, die Expansion in den letzten drei vollbeaufschlagten Rädern wohl sehr nahe der Adiabate verlaufen wird.

Bei Versuch 2 arbeitete die Dampfturbine auch noch aus dem Grunde unter ungünstigen Verhältnissen, weil sie unter normal ($^3/_4$) belastet war.

Um einen Vergleich auf derselben Grundlage zu ermöglichen, ist für die gleiche Belastung wie bei Versuch 2, aber bei hohem Vakuum, aus dem Schaubild der Fig. 62 der Dampfverbrauch der Turbine ermittelt und in Tabelle III als Versuch 1 dem Versuch 2 gegenübergestellt.

Man ersieht, dafs bei dem Versuch mit niederem Kondensatordruck die Anfangsspannung hinter dem Regulierventil um 3,2 Atm. geringer ist als bei hoher Gegenspannung,

dafs aber trotzdem der Dampfverbrauch pro KW-Stunde von 17,5 auf 11,2 kg mit dem Fallen des Gegendruckes von 0,35 auf 0,1 abnimmt.

In Tabelle IV sind in den ersten beiden Spalten die bei 0,1 kg/qcm abs. Kondensatorspannung aus Fig. 62 und rechnerisch ermittelten Wärmebewegungsverhältnisse bei gleichem Anfangszustand des Dampfes vor dem Regulierventil dem Versuch 2 gegenübergestellt. Dabei ist der Endzustand des Dampfes wieder aus indizierter Leistung und Dampfverbrauch angenähert errechnet worden, während der Zustand hinter dem Regulierschieber für Versuch 1 aus dem

Tabelle III.

150 KW-Rateau-Turbine, Danzig.

		Versuch 2	Versuch 1
Spannung im Kondensator	Atm. abs.	0,35	0,10
Tourenzahl		9010	
Dampf-Eintrittsspannung	Atm. abs.	14,2	12,6
» -Eintrittstemperatur	° C	241	235
» -Überhitzung	° C	46	46
Spannung hinter Regulierventil	Atm. abs.	11,0	7,8
Elektrische Leistung der Turbine	KW	113,0	
Wirkungsgrad der Dynamo	$\eta_{dyn.}$	0,87	
Effektive Leistung der Turbine	PS	177	
(Äufsere) Reibungsarbeit der Turbine	PS	23	
Ind. Leistung der Turbine	PS	200	
Mech. Wirkungsgrad	$\eta_{mech.}$	0,89	
Ges. Dampfverbrauch pro Stunde	kg	1980	1260
Dampfverbrauch kg pro	1 KW-Stunde	17,5	11,2
» » »	1 eff. PS-Stunde	11,2	7,1
» » »	1 ind. PS-Stunde	9,9	6,3
Bemerkungen		in Danzig gemessen	aus dem Diagr. Fig. 62 ermittelt

durch Diagramm Fig. 62 bekannten Druck unter Annahme reiner Drosselung festgestellt wurde (die ja, wie Wärmediagramm Fig. 63 beweist, tatsächlich stattfindet). Aus Tabelle IV geht zahlenmäfsig hervor, dafs der gesamte Energieverlust in der Turbine mit Erniedrigung des Gegendruckes nicht zunimmt, sondern etwa gleich bleibt. Derselbe hat sich für beide Versuche zu ca. 82 WE. ergeben. Es wird mithin das gesamte, durch Erniedrigung des Kondensatordruckes hinzu gewonnene Wärmegefälle in mechanische Arbeit umgesetzt. Demgemäfs steigt der thermodynamische Wirkungsgrad bei der vorliegenden Zunahme des Vakuums von 44 auf 55%. Man darf hierbei nicht vergessen, dafs der Wärmewert der Reibungsarbeit und der Energieverlust durch Reibungsarbeit nicht identisch sind, indem die in den ersten Rädern durch Reibung erzeugte Wärme sich dem Dampf mitteilt und teilweise in den folgenden Rädern wieder in Arbeit verwandelt wird. Bei geringem Gegendruck ist zwar die gesamte Reibung in der Turbine gröfser als bei hohem, trotzdem bleibt der Energieverlust durch Reibung derselbe, indem im ersteren Falle ein gröfserer Teil der Reibungswärme wiedergewonnen wird.

Tabelle IV.

Wärmebewegung in der Turbine.

		Versuch 1 (s. Fig. 62)	Versuch 2	Versuch 3	Versuch 4
Belastung	KW	113	113	Leerlauf	
Kondensatorspannung	Atm. abs.	**0,10**	**0,35**	**0,30**	**0,72**
Gesamtwärme von 1 kg zugeführten Dampfes	λ_1 WE	687	687	678	667
pro 1 kg Dampf: a) gesamtes verfügbares Wärmegefälle	$\lambda_1 - \lambda_2$ »	182	146	149	118
pro 1 kg Dampf: b) verfügbares Wärmegefälle hinter Regul.-Vent.	$\lambda_1 - \lambda_3$ »	164	138	78	71
pro 1 kg Dampf: c) ausgenütztes Wärmegefälle	$\lambda_1 - \lambda_4$ »	100[1]	64[1]	34	23
pro 1 kg Dampf: Energieverlust durch Regulierung	$\lambda_3 - \lambda_2$ »	18	8	71	47
pro 1 kg Dampf: » » Dampfreibung in der Turbine	$\lambda_4 - \lambda_3$ »	64	74	44	48
pro 1 kg Dampf: gesamter Energieverlust in der Turbine	$\lambda_4 - \lambda_2$ »	ca. 82	ca. 82	115	95
Therm. Wirkungsgrad der verlustlosen Turbine	$\eta_{ideal} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1}$	0,265	0,21	0,22	0,18
Thermodynam. Wirkungsgrad der Turbine	$\eta_t = \frac{\lambda_1 - \lambda_4}{\lambda_1 - \lambda_2}$	0,55	0,44	0,23	0,195
desgl. bezogen auf b)	$\eta_t' = \frac{\lambda_1 - \lambda_4}{\lambda_1 - \lambda_3}$	0,61	0,46	0,44	0,32
Therm. Wirkungsgrad	$\eta_{therm} = \eta_{ideal} \cdot \eta_t = \frac{\lambda_1 - \lambda_4}{\lambda_1}$	0,146	0,093	0,052	0,035
Effektive Leistung der Turbine	N_{eff} PS $= \frac{KW}{0{,}736 \cdot \eta_{dyn}}$	177	177	—	—
Äußere Reibungsarbeit der Turbine	PS	23[2]	23[2]	22,0	23,9
Indizierte Leistung der Turbine	PS	200	200		
Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine	$\eta_{mech} \; \frac{N_{eff}}{N_i}$	0,89	0,89	—	—
Totaler » »	$\eta_{tot} = \eta_{therm} \cdot \eta_{mech}$	0,13	0,082	—	—
Wirkungsgrad der Regulierung	$\eta_{reg} = \frac{\lambda_1 - \lambda_3}{\lambda_1 - \lambda_2} = \frac{a}{b}$	0,90	0,95	0,52	0,60

Anschaulicher zeigt die Betrachtung des Wärmediagramms (Fig. 63), in dem der Versuch 1 der Tabellen III und IV mit 0,1 kg/qcm abs. Kondensatorspannung strichpunktiert eingetragen ist, wie sehr bei besser werdendem Vakuum die Arbeitsfähigkeit des Dampfes steigt, ohne daſs gleichzeitig die Verlustarbeiten sich nennenswert verändern. Die auf den ersten Blick erheblich erscheinende Zunahme des Dampfverbrauches bei Erhöhung der Kondensatorspannung wird hierdurch völlig aufgeklärt.

Die Leerlaufsversuche.

Trotz der geringen Anfangsüberhitzung von 22 resp. 4° bleibt der Dampf hier in der ganzen Turbine überhitzt, der Dampfzustand ist also überall genau bestimmbar. Der Versuch 3 wurde unmittelbar nach dem Belastungs-Versuch 2 durchgeführt, nachdem die Turbine also durch letzteren stark erwärmt worden war. Der Versuch 4 ist am anderen Tage ausgeführt worden, als die Turbine vorher noch nicht gelaufen hatte.

Deshalb bemerkt man in Tabelle II dafs die Gesamtwärme des Dampfes vor und hinter dem Drosselventil nicht dieselbe ist. Bei Versuch 3 steigt der Wärmeinhalt von 678

[1]) Aus indizierter Leistung und Dampfverbrauch zurückgerechnet $D \cdot (\lambda_1 - \lambda_4) = 637 \; N$

[2]) Mittel der Werte bei Leerlauf. $\lambda_1 - \lambda_4 = 637 \cdot \frac{N_i}{D}$

auf 682 WE. an, bei Versuch 4 nimmt er von 667 auf 662 WE. ab. Dies ist darauf zurückzuführen dafs bei Versuch 3 Wärme aus den heifsen Lauf- und Leiträdern an den Dampf überging, während bei Versuch 4, der unmittelbar nach der Anwärmung gemacht wurde, dieser Wärmeaustausch zwischen Dampf und Metallmassen kaum vorhanden war, jedenfalls nur in umgekehrter Richtung, d. h. vom Dampf auf die Schaufeln und Gehäuse erfolgen konnte.

Da bei den Leerlaufsversuchen der Dampfzustand in der ganzen Turbine genau bestimmt ist, also der Wärmeinhalt beim Eintritt und beim Austritt aus der Turbine bekannt ist, so gibt das Produkt aus Dampfverbrauch und der Abnahme des Wärmeinhalts in der Turbine das Wärmemafs für die äufsere Reibungsarbeit der Turbine und Dynamo d. i. die Reibung in den Lagern. Dabei ist die äufsere Wärmeausstrahlung der Turbine, weil sehr geringfügig, vernachlässigt und ebenso ist die Strömungsenergie des Dampfes in dem Raum hinter dem letzten Laufrade unberücksichtigt geblieben, da die in betracht kommende Dampfgeschwindigkeit bei der Rateauturbine sehr klein ist. Dieselbe berechnet sich:

bei 113 KW Belastung	und 0,35 kg/qcm	Kondensatorspannung	zu 7,0 m/sec.
„ Leerlauf	„ 0,30 „	„	„ 1,9 „
„ „	„ 0,72 „	„	„ 1,25 „

Das entsprechende Wärmeäquivalent der Strömungsenergie beträgt im Maximum nur 0,006 WE. pro kg Dampf.

Bei Versuch 3 nahm der Wärmeinhalt ab von 678 WE. auf 644 WE., d. i. 34 WE. pro kg, bei Versuch 4 von 667 auf 644 WE., d. i. um 23 WE. pro kg. Da der stündliche Leerlaufsdampfverbrauch im ersten Falle 412 kg, im zweiten 663 kg betrug, so berechnet sich die äufsere Reibungsarbeit der Turbine für die beiden Fälle

$$\text{Versuch 3)}\ Ni_0 = \frac{34 \cdot 412}{637} = 22{,}0 \text{ PS.}$$

$$\text{Versuch 4)}\ Ni_0 = \frac{23 \cdot 663}{637} = 23{,}9 \text{ PS.}$$

Berücksichtigt man, dafs bei Versuch 3, wie oben bemerkt, namentlich in den oberen Stufen Wärme von den Rädern an den Dampf abgegeben wurde, umgekehrt bei Versuch 4 Wärme von dem Dampf an die Räder überströmte, so wird die **wirkliche Reibungsarbeit der Turbine** zwischen 22,0 und 23,9 PS liegen und mit genügender Genauigkeit auf 23 PS angegeben werden können. Der mechanische Wirkungsgrad der Turbine berechnet sich hiermit zu

$$\eta_{\text{mech.}} = 0{,}89.$$

Bei den Leerlaufversuchen wurde ein Druckabfall nur in den ersten acht Leiträdern ermittelt, die letzten fünf Räder erfordern ausschliefslich Reibungsarbeit, wie sich ja aus der kontinuierlichen Zunahme der Überhitzung von 9,8 auf 19,8° bei Versuch 4 ergibt. Für den einen Leerlaufsversuch (0,3 kg/qcm Kondensator-Spannung) ist in Fig. 64 das Wärmediagramm mitgeteilt.

Das Verhalten anderer Dampfturbinen bei verschiedenem Vakuum.

Aufser den oben mitgeteilten Versuchen mit der 150 KW-Rateau-Turbine sind mir in neuester Zeit noch einige Versuche mit anderen Turbinen bei verschiedener Kondensatorspannung bekannt geworden, deren Ergebnisse in der Tabelle V zusammengestellt und in Fig. 65 veranschaulicht sind.

Tabelle V.

Dampfverbrauch von Dampfturbinen verschiedener Systeme bei verschiedenen Kondensatorspannungen und Belastungsgraden.

	Belastung KW	Belastungsgrad %	Min.-Umdreh.-Zahl	Druck vor Absperrventil Atm. abs.	Überhitzung ° C	Druck im Kond. Atm. abs.	Dampfverbrauch kg pro 1 KW/Std.	1 effektive PS/Std. η dyn. = 0,9	1 indizierte PS/Std. η mech = 0,9
300 KW Parsons, Wechselstrom (Hulton-Colliery).	296,6	99	3000	12,3	—	1,00	14,52	9,61	8,66
	297,4	99	3000	12,1	—	0,507	13,32	8,82	7,94
	305,1	101	3000	12,0	—	0,369	12,45	8,24	7,42
	303,4	101	3000	11,7	—	0,265	11,61	7,69	6,92
	303,2	101	3000	11,8	—	0,1615	10,97	7,26	6,54
	303,2	101	3000	12,1	—	0,118	10,51	6,96	6,27
	303,4	101	3000	12,0	—	0,265	11,59	7,67	6,90
	303,2	101	3000	12,2	—	0,160	10,95	7,25	6,53
150 KW Rateau, Danzig. (η dyn. 0,87; η mech 0,89)	113	75	3010	14,2	46	0,35	17,5	11,2	9,9
	113	75	3010	12,6	46	0,10	11,2	7,1	6,3
500 PS Zoelly.	295,9	80	3229	11,1	5,0	0,051	10,07	6,67	6,00
	288,7	78	2982	10,5	3,4	0,182	12,12	8,03	7,23
350 KW Rateau.	175,6	50,5	3000	14,0	77	0,208	11,71	7,77	6,99
	176,0	50,5	3000	14,5	92	0,124	10,4	6,88	6,20
350 KW Parsons, Penna. Salt Co.	359,5	103	3360	11,6	40	0,075	9,86	6,19	5,57
	353,5	101	3430	10,9	51	0,435	11,57	7,66	6,89
	185,5	53	3151	11,7	36	0,060	10,62	7,04	6,33
	177,2	51	3255	11,1	46	0,435	14,77	9,79	8,81

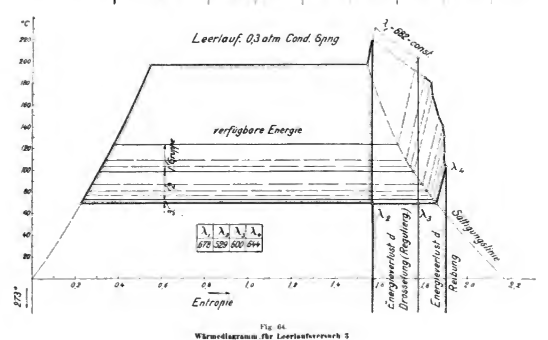


Fig. 64.
Wärmediagramm für Leerlaufsversuch 3

Betrachtet man zunächst die Versuchsreihen mit den beiden fast gleich grofsen Parsons-Turbinen, von denen die erste mit Vollast und mit sieben verschiedenen Gegendrucken von 1 bis auf 0,118 Atm., die zweite mit ganzer und mit halber Last und mit je zwei nahezu gleichen Kondensatorspannungen ausgeführt wurden, so findet man bei Vollast eine Zunahme des Dampfverbrauchs pro PS/Std. und pro 0,1 kg/qcm Erhöhung des Gegendruckes von ca. 0,65%, bei halber Last von ca. 1,1%. (s. Fig. 65.) Man sieht also, dafs bei schwacher Last der ungünstige Einflufs des hohen Gegendruckes sich noch stärker bemerkbar macht als bei Vollast.

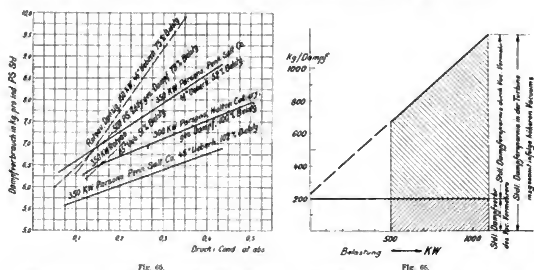


Fig. 65.
Dampfverbrauch von Dampfturbinen bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

Fig. 66.
Dampfersparnis bei einer 1500 KW Parsonsturbine durch den Vakuumvermehrer.

Die noch angeführten Zoelly- und Rateau-Turbinen, welche beide in den Oberstufen partielle Beaufschlagung besitzen, scheinen sich bei hohem Gegendruck etwas ungünstiger als die Parsons-Turbinen zu verhalten. Vergleicht man die 350 KW-Rateau-Turbine mit 51% Belastung und die 350 KW-Parsons-Turbine mit 53% Belastung, so nimmt der an sich etwas niedrigere Dampfverbrauch der mit hoher Dampfeintrittsspannung arbeitenden Rateau-Turbine mit steigendem Gegendruck rascher zu als derjenige der Parsons, indem er pro PS/Std. und pro 0,1 kg/qcm Erhöhung des Gegendruckes um 1,6% steigt.

Jedenfalls geht aus den Versuchen hervor, dafs der steigende Gegendruck im Kondensator den Dampfverbrauch der Turbinen sehr bedeutend, und zwar um so ungünstiger beeinflufst, je mehr die Belastung gegenüber der normalen abnimmt. Es ist daher auch verständlich, wenn die Turbinenkonstrukteure alles aufbieten, ein gutes Vakuum zu erzielen und in die Turbine auch wirklich hineinzubringen. Abgesehen davon, dafs sie reichliche Mengen kalten Kühlwassers verlangen und die dicht unter die Turbinen gesetzten Kondensatoren mit einem kurzen Rohrstück anschliefsen, haben sie auch versucht, durch neuartige Mittel das Vakuum zu erhöhen.

Auch hier ist Parsons vorangegangen durch die Konstruktion seines Vakuumvermehrers, eines durch eine kleine Frischdampfmenge betriebenen Ejektors, der die aus

dem Kondensator zu entfernende Luft- und Dampfmenge ansaugt und der eigentlichen Luftpumpe zubläst, wobei das Gemisch aus Luft und Kondensatordampf sowie dem eigenen Arbeitsdampf, das der Ejektor ausstöfst, in einem kleinen besonderen Hilfskondensator gekühlt resp. niederschlagen wird. Nachfolgend sind in Tabelle VI Versuche mit und ohne Vakuumvermehrer bei einer 1500 KW-Parsonsturbine der Sheffield Corp. mitgeteilt. Der Vakuumvermehrer benötigt für seinen Betrieb 200 kg-Dampf in der Stde., d. i. ca. 1,6% des Gesamtdampfverbrauchs der Turbine und vermindert den Gegendruck im Kondensator um 0,07 kg/qcm.

Tabelle VI.

Nutzen des Parsonschen Vakuumvermehrers.

1500 KW Wechselstromgenerator. Sheffield Corporation.

Belastung	Belastungsgrad	Umdrehzahl	Druck vor Absperrventil	Überhitzung	Druck im Kondensator	Std. Dampfverbrauch kg			spez. Dampfverbrauch		
						Turbine	Vakuumvermehrer	Insgesamt	pro KW/Std.	pro effekt. PS/Std.	
KW	%	n	Atm. abs	°C.	Atm. abs	D	d	D + d		η dyn. = 0,9	
1317	88	1455	9,0	60	0,114	11020	200	11220	8,52	5,64	mit Vakuumvermehrer
1062	71	1500	8,9	87	0,099	8810	200	9010	8,48	5,62	
513	34	1500	10,9	63	0,079	5000	200	5200	10,12	6,71	
0	0	1500	11,8	26	0,079	—	200	—	—	—	
1029	69	1500	9,1	79	0,166	9670	—	9670	9,41	6,21	ohne Vakuumvermehrer
534	36	1500	10,7	66	0,139	5830	—	5830	10,91	7,23	
0	0	1500	11,6	40	0,117	—	—	—	—	—	

Die aus der Tabelle hervorgehende Ersparnis an Dampfverbrauch ist in Fig. 66 veranschaulicht. Man sieht den erheblichen Nutzen des Vakuumvermehrers nach Abzug des eigenen Betriebs-Dampfverbrauchs. Ob man das gleiche hohe Vakuum und die damit verbundene Dampfersparnis mit einer geeignet konstruierten vergröfserten Luftpumpe, zu deren Antrieb man die jetzt von dem Ejektor verbrauchten 200 kg Dampf noch mehr aufwendet, nicht auch erreicht, wäre zu versuchen.

Aufserdem ist das Schaubild der Fig. 66 interessant zur weiteren Veranschaulichung der hohen wirtschaftlichen Bedeutung niederer Kondensatorspannung im Turbinenbetrieb.

Vergleicht man nun noch das Verhalten der Kolbenmaschine mit dem der Dampfturbine bei steigendem Gegendruck, wie es in dem Schaubild Fig. 30 Seite 29 geschehen ist, so findet man das gar nicht überraschende Resultat, dafs sich die Turbine fast genau so verhält wie die Kolbenmaschine, wenn man hier den Einflufs der Wandungen und den höheren Strömungsverlust bei den niederen Gegendrücken ausscheidet, dafs aber die Kolbenmaschine sich tatsächlich wesentlich günstiger bei höherem Kondensatordruck verhält wie die Dampfturbine.

IV. Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Überhitzung durch Abgase.

Am 3. Juni 1904 hatte ich Gelegenheit, die 60 PS-Heifsdampf-Tandemlokomobile Nr. 9434 von R. Wolf, Buckau, auf dem Versuchsfeld der Firma, auf dem die Lokomobilen vor Ablieferung regelmäfsig einer Probe unterzogen werden, zu untersuchen.

Der bei dieser kleinen Dampfkraftanlage pro Nutzpferd/Stunde festgestellte Dampfverbrauch von 4,67 kg und Kohlenverbrauch von 0,56 kg ist so ungewöhnlich günstig, dafs ich es der Mühe wert gehalten habe, die Versuche weiter durchzuarbeiten und die Gründe für diese aufserordentlich grofse Wärmeausnutzung zu ermitteln.

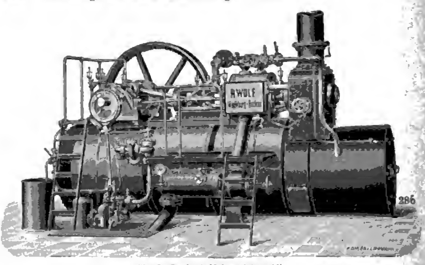


Fig. 67. Tandemheifsdampflokomobile.

Die untersuchte Lokomobile, in Fig. 67 und 68 dargestellt, bietet insofern eine Neuerung, als die aus den Rauchrohren des Lokomobilkessels abziehenden Heizgase zwei hintereinander angeordnete Überhitzersysteme und den Hochdruckzylinder umspülen. Durch die Überhitzer wird der Dampf sowohl vor Eintritt in den Hochdruckzylinder als auch beim Überströmen vom Hoch- in den Niederdruckzylinder, also zweimal, überhitzt.

Die beiden Dampfzylinder sind in Tandemanordnung s. Fig. 68 derart auf dem Kessel angebracht, dafs der Hochdruckzylinder mit seinem Schieberkasten und dem Absperrventil in dem Rauchfang eingebaut ist und von den abziehenden Rauchgasen umspült wird, während

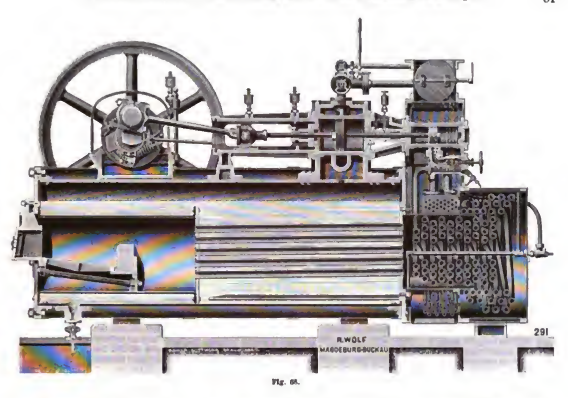


Fig. 68.

der Niederdruckzylinder in der bei Lokomobilen üblichen Weise in dem Dampfraum des Kessels liegt, mithin durch den hochgespannten Kesseldampf geheizt wird, wobei das sich bildende heifse Kondensat unmittelbar in den Kessel zurückfliefsen kann.

Die Lokomobile wurde mit Einspritzkondensation betrieben, die in der üblichen Weise neben dem Kessel angeordnet war. Das in den Kessel gespeiste Wasser wurde dem Ausgufsgefäfs der Luftpumpe entnommen.

Beide Zylinder haben Schiebersteuerung; der Hochdruckzylinder einfache Kolbenschiebersteuerung mit Inneneinströmung und Füllungsänderung durch Flachregler, der Niederdruckzylinder Flachschiebersteuerung mit Trick-Kanal.

Der Zusammenbau der Zylinder und die Bauart der Überhitzer ergibt sich aus den Fig. 69, 70 und 71.

Die aus den Rauchrohren des Lokomobilkessels von 14,34 qm Heizfläche mit einer Temperatur von rund 400° C austretenden Heizgase umspülen zunächst den aus fortlaufenden Rohrschlangen gebildeten Hochdrucküberhitzer von 11,8 qm Heizfläche, in dem der Dampf auf etwa 350° C überhitzt wird, wobei die Anordnung der Rohre in geschickter Weise so getroffen ist, dafs die Rauchgase beim Bestreichen dieser Überhitzerrohre umkehren und sich daher häufig an den Rohren stofsen müssen. Dies begünstigt die Wärmeübertragung.

Um einen Teil des Hochdrucküberhitzersystems ist, durch einen Blechzylinder getrennt, der Niederdrucküberhitzer herumgelegt, Fig. 71.

Die Bauart dieses zweiten Überhitzers von 4 qm Heizfläche ergibt sich aus den Fig. 70 und 71. Er besteht aus einem Bündel von kleineren, parallel geschalteten Rohren, die von den aus dem Hochdrucküberhitzer kommenden Rauchgasen geheizt werden, bevor letztere den Hochdruckzylinder umspülen und in die Esse entweichen. Aufser dem Hochdruckzylinder und dem Absperrventil liegen auch die Verbindungsrohre zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder bis auf ein ganz kleines Stück in den Rauchgasen.

Die kennzeichnenden Abmessungen der Dampfmaschine etc. ergeben sich aus folgender Zusammenstellung:

Tabelle I.

Dampfmaschine	Hochdruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	hinten	vorn	hinten	vorn
Kolbendurchmesser (warm nachgemessen) . . mm	160,2		300,5	
Kolbenstangendicke . . . . mm	—	40	40	40
Wirksame Fläche . . . qcm	201,6	189,0	696,7	696,7
Gemeinsamer Hub s . . . . . mm	320			
Hubraum . . . . ltr	6,451	6,048	22,294	22,294
Konstante $\frac{F \cdot s}{60 \cdot 75}$	0,01433	0,01344	0,0495	0,0495
Zylinderverhältnis i. Mittel	1 : 3,57			
Schädlicher Raum . . . . %	5,6		5,6	
Federmafsstab . . . . mm pro kg/qcm	4		25	
Federmafsstab durch Eichung festgelegt . . .	3,96		Versuch 1: 24,9	Versuch 2: 24,2

Die Nutzleistung der Lokomobile wurde durch Bremsen ermittelt. Diese konnten jedoch nur an einer durch Riemen angetriebenen Vorgelegewelle angebracht werden, auf welcher zwei Bremsscheiben aufgesetzt waren. Die bei den Versuchen ermittelten Bremshebelarme, die Brems-

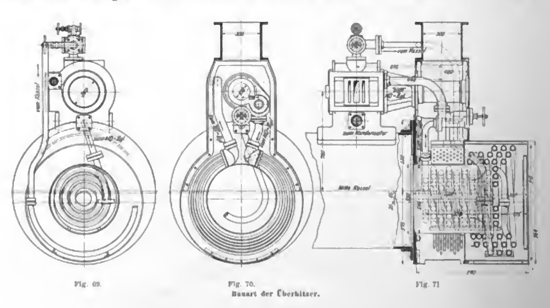


Fig. 69. Fig. 70. Fig. 71

Bauart der Überhitzer.

gewichte etc. sind in nachfolgender Zusammenstellung angegeben. Die Umlaufzahlen der Vorgelegewelle und der Lokomobilmaschine wurden durch Hubzähler fortlaufend angemerkt.

Tabelle II.

Daten zur Ermittlung der Bremsleistung am Vorgelege		Versuch 1 $8^{45} - 1^{45}$	Versuch 2 $3^{00} - 7^{00}$
Länge des Hebelarmes, ausgelotet	links m	0,564	0,557
	rechts m	0,770	0,772
Bremsgewicht	links kg	89,5	111,8
	rechts kg	103,8	135,3
Mittlere minutliche Umlaufzahl des Vorgeleges		230,7	230,4

Die Versuche wurden am 3. Juni 1904 vorgenommen. Die Lokomobile war vor Beginn der Versuche bereits in 12stündigem Dauerbetrieb gehalten worden, so daſs bei Beginn des ersten Versuchs um 8 Uhr 45 Minuten morgens zweifellos Beharrungszustand vorhanden war.

Anheizversuch.

Da es der Vollständigkeit halber erwünscht war, das zur Anheizung der Lokomobilen aufzuwendende Brennmaterial zu ermitteln, so wurde vor Beginn der Untersuchung der seit 12 Stunden im Betrieb befindlichen Heiſsdampflokomobile, die infolgedessen nicht zu einem Anheizversuch benutzt werden konnte, ein solcher Versuch mit der ebenfalls auf dem Prüffeld befindlichen Sattdampflokomobile Nr. 9334 angestellt und die zum Anheizen nötige Kohlenmenge im Verhältnis zum täglichen Verbrauch bei 10stündigem Normalbetrieb festgestellt.

Die Sattdampflokomobile war am 2. Juni 1904 im Betrieb gewesen, und es wurde 7 Uhr 30 Minuten abends beim Abstellen ein Kesseldruck von 10 kg festgestellt. Das Feuer wurde nun herausgenommen, die Feuertür verschlossen und mit einer Plombe versehen. Am 3. Juni morgens um 8 Uhr wurde noch ein Dampfdruck von 2,8 kg vorgefunden. Es erfolgte dann das Öffnen der Feuertür und das Anheizen. Hierbei wurden die nachstehend angegebenen Brennstoffmengen verbraucht.

Zeit	Dampfdruck kg/qcm	Kohlenverbrauch kg	Bemerkungen
8 Uhr 6 Min.	2,8	50	Zum Anheizen wurden
8 » 16 »	3,4	—	zuerst eingeführt 10 kg
8 » 21 »	5	50	Holz und Späne.
8 » 26 »	7,5	—	Gleichzeitig wurde
8 » 31 »	10	18,5	Maschine angewärmt
Zeitdauer 25 Minuten		118,5	

Die Zeit, um den Dampfdruck auf 10 kg zu steigern und die Maschine anzuwärmen, betrug demnach 25 Minuten. Hierbei wurden 118,5 kg Kohle und vorher 10 kg Holz und Späne zum Anzünden verfeuert.

Am Ende dieses Versuchs war das Feuer gut durchgebrannt und die Lokomobile betriebsbereit.

Die Lokomobile hatte bei dem vorhergegangenen Abnahmeversuch in 10 stündigem Dauerbetrieb bei der Normalleistung von 256 PS_e zu ihrem Betrieb insgesamt 1850 kg Kohle

benötigt. **Der Kohlenverbrauch für das Anheizen betrug daher 6,5% des Kohlenverbrauchs für den 10stündigen Arbeitstag** und würde noch geringer gewesen sein, wenn das Feuer am vorhergehenden Abend nur abgedeckt und nicht herausgezogen worden wäre.

Leistungsversuche an der Tandem-Heifsdampflokomobile.

Bei den Versuchen an der Tandem-Heifsdampflokomobile wurde regelmäfsig alle 10 Minuten indiziert, ebenso wurden die Ablesungen alle 10 Minuten vorgenommen. Die aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg entnommenen Mefsinstrumente wurden vorher und nachher geeicht.

Die an der Dampfmaschine gemachten Ablesungen in bezug auf Temperatur und Druck des Dampfes, Vakuum im Kondensator und Tourenzahl ergeben für beide Versuche die aus Zusammenstellung III ersichtlichen Mittelwerte.

Tabelle III.

Temperatur des Dampfes °C			Überdruck des Dampfes kg		Vakuum cm QS.	Barometerstand	Mittlere minutliche Tourenzahl		
Eintritt		Austritt	Eintritt				Lokomobile	Vorgelege	
Hochdruckzylinder	Niederdruckzylinder	Niederdruckzylinder	Hochdruckzylinder	Niederdruckzylinder		cm QS.	n/min.		
340	171	83,3	11,6 (11,3 laut Eichung)	0,62	66,3	76,1	219,3	230,7	Versuch 1
360	191	82,9	11,5 (11,2 laut Eichung)	1,0	66,9	76,3	219,2	230,4	Versuch 2

Aus der Auswertung der abgenommenen Diagramme wurden für die Leistung die nachstehenden Mittelwerte berechnet.

Tabelle IV.

Versuch und Zeit	Hochdruckzylinder							Niederdruckzylinder						
	Diagramm-			Mittlere Höhe		Mittlerer Druck		Diagramm-			Mittlere Höhe		Mittlerer Druck	
	Fläche qmm		Länge	mm		kg/qcm		Fläche qmm		Länge	mm		kg/qcm	
	vorn	hinten	mm	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten	mm	vorn	hinten	vorn	hinten
Versuch 1 $8^{45} - 1^{45}$	1597	1501	96,28	16,59	15,6	4,19	3,94	2333	2486	94,9	24,6	26,2	0,99	1,05
Versuch 2 $3^{00} - 7^{00}$	1884	1908	96,18	19,6	19,85	4,95	5,02	2986	3148	95,1	31,4	33,1	1,3	1,37

Der erste Versuch wurde fünf Stunden lang durchgeführt. Da sich bei den stündlichen Abschlüssen auch in bezug auf die Kohlenmessung wegen der kleinen Rostfläche von 0,35 qm bereits nach drei Stunden ein befriedigender Beharrungszustand erzielen liefs, wurde der zweite Versuch nur auf vier Stunden ausgedehnt.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Kessel- und Überhitzeranlage.

Bei den Versuchen wurde Ruhrkohle der Zeche Rosenblumendelle verfeuert, deren Zusammensetzung in Gewichtsprozenten und deren Heizwert von dem Bunteschen Laboratorium in Karlsruhe wie folgt ermittelt wurden.

Brennbare Substanz	93,74%
Gesamtwasser	1,07 »
Asche	5,19 »
Summe	100 %
Heizwert	7873 WE/kg

Es wurde ein Versuch mit normaler und ein zweiter mit gesteigerter Belastung durchgeführt.

Kessel. Versuch 1.

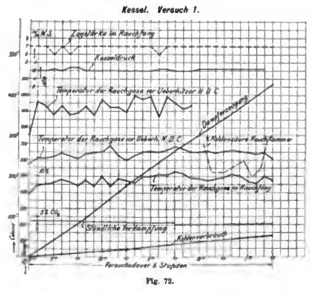


Fig. 72.

Ein Bild über den in bezug auf den Kesselbetrieb erreichten Beharrungszustand ergeben die beiden Schaubilder der Ablesungen in Fig. 72 und 73. Diese Schaubilder lassen erkennen, daſs ein befriedigender Beharrungszustand erreicht wurde und daſs insbesondere der Kesseldruck, die Dampferzeugung und der Kohlenverbrauch auſserordentlich konstant gehalten werden konnten, woraus sich auch auf einen vorzüglichen Beharrungszustand der Maschine schlieſsen läſst. Aus den hier dargestellten Ablesungen berechnen sich die nachstehend in Tabelle V aufgeführten Mittelwerte über die Verbrennung und den Kesselbetrieb.

Tabelle V.

Dampfdruck kg/qcm	Temperatur der Rauchgase °C				Gehalt der Rauchgase in % in der Rauchkammer				Speisewasser		Kohle	Zugstärke im Rauchfang	Zeit und Nr. des Versuchs
	Über Rost	vor Überhitzer Hochdruck-Zylinder	vor Überhitzer Niederdruck-Zylinder	im Rauchfang	CO_2	O	CO	N	Gew. kg/std.	Temp. °C	Gew kg/std	mm WS.	
12,1	665	370	257	191	11,8	8,1	0,03	80,1	213,7	37,6	26,14	7	I 8^{45}—1^{45}
12,1	730	420	274	211	13,0	7,1	0,00	79,9	257,5	37,6	31,25	7	II 3^{00}—7^{00}

Die Verbrennung war, wie der mittlere Kohlensäuregehalt der Rauchgase in der Überhitzerkammer von 11,8% resp. 13% beweist, besonders bei Versuch 2 mit stärkerer Rostbeanspruchung, durchaus befriedigend.

Im Laufe der Versuche wurde gelegentlich der Kohlensäuregehalt der Rauchgase im Rauchabzugrohr (Rauchfang) festgestellt und gefunden, daſs derselbe einige Prozente niedriger, der Sauerstoffgehalt aber entsprechend höher war, was auf Undichtheiten schlieſsen lieſs; tatsächlich wurden solche an der Verbindung des Rauchrohrs mit der Rauchkammer, die auf dem Prüffeld nur provisorisch gemacht wird, konstatiert.

Die im Rauchabzugrohr hinter dieser Verbindungsstelle zu 191° resp. 211° festgestellten Temperaturen der abziehenden Rauchgase sind infolge des Lufteintritts etwas niedriger, als wie sie vor demselben sein muſsten, daher muſs die Temperatur der abziehenden, also auch der den Hochdruckzylinder heizenden Rauchgase etwas (schätzungsweise ca. 20°) höher als oben gemessen angenommen werden.

Die über dem Rost gemessene, verhältnismäſsig niedrige Rauchgastemperatur von ca. 700° ist in der Innenfeuerung begründet, indem sich die Feuergase sofort in der Feuerbüchse stark abkühlen.

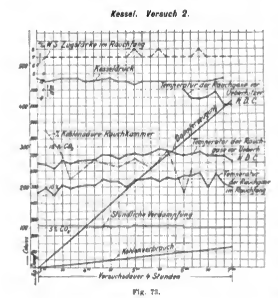


Fig. 73.

Die Mittelwerte der für die Dampferzeugung in Frage kommenden Daten sind in Tabelle VI mitgeteilt.

Die Heizgase werden zur Verdampfung durch die aus Feuerbüchse und Rauchrohren sich zusammensetzende Heizfläche des Kessels bei Versuch 1 von der Verbrennungstemperatur bis auf 370° ausgenutzt. Mit dieser Temperatur treten sie in den ersten Überhitzer, durch den ihnen weitere 113° entzogen werden, so daſs sie mit 257° zu dem Niederdrucküberhitzer gelangen, also mit einer Temperatur, mit der bei guten Kesselanlagen die Abgase in den Fuchs entlassen werden. Durch die Wärmeabgabe an den Niederdrucküberhitzer wird ihre Temperatur auf etwa 210° heruntergesetzt, da in der Esse, allerdings nach Eintritt von Luft, 191° festgestellt wurden. Bei Versuch 2 mit forciertem Betrieb waren diese Temperaturen durchweg höher.

Der starke Temperaturabfall in der Feuerbüchse und die geringe Differenz der vor und hinter den Rauchrohren festgestellten Temperaturen (665° und 370° bei Versuch 1) beweisen, daſs der gröſsere Teil der zur Verdampfung dienenden Wärme in der Feuerbüchse übertragen wird.

Die Lokomobilkesselbauart begründet es, daſs die Überhitzer hinter den Rauchrohren und vor der Esse angeordnet werden muſsten, wodurch der Konstrukteur anscheinend veranlaſst wurde, die Rauchrohre etwas kürzer wie gewöhnlich auszuführen.

Die vorzügliche Wirkung der Überhitzer in bezug auf die restliche Ausnutzung der Rauchgase ergibt sich auch aus dem Nutzeffekt der Kesselanlage. Während bei Versuch 1 nur 65,1% der durch die Verbrennung erzeugten Wärme in Sattdampf übergeführt wurden, steigt durch die Überhitzer der Gesamtwirkungsgrad des Kessels auf 75,4%, bei Versuch 2

		Versuch I 3. Juni 1904 $8^{45}-1^{45}$	Versuch II 3. Juni 1904 $3^{00}-7^{00}$
Zeitdauer des Versuchs	Std.	5	4
Heizfläche: Kessel	H qm	14,34	11,34
Überhitzer I	qm	11,8	11,8
Zwischenüberhitzer	qm	4,0	4,0
Heizfläche total	qm	30,14	30,14
Rostfläche total	R qm	0,35	0,35
Brennstoff: Ruhrkohle der Zeche »Rosenblumendelle«, Heizwert (nach Bunte)	WE	7873	7873
Kohlenverbrauch in der Versuchszeit	kg	130,7	125
» » 1 Stunde	B kg	26,14	31,25
» bezogen auf 1 qm Rostfläche (Anstrengung des Rostes)	B/R kg	74,7	89,3
» » » » Heizfläche (Anstrengungsgrad der Feuerung)	B/H kg	1,82	2,18
Asche in der Versuchszeit	kg	9,8	7,4
Schlacke	kg	8,2	5
Dampferzeugung: Mittlere Kesselspannung	Überdruck kg/qcm	12,1	12,1
Mittlerer Druck des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder »	kg/qcm	11,3	11,2
» » » » » » Niederdruckzylinder »	kg/qcm	0,62	1,0
Temperatur des erzeugten Sattdampfes	°C	190,9	190,9
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	188,1	187,3
» » » » » Niederdruckzylinder	°C	113,1	119,6
Wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	340	360
» » » » » » Niederdruckzylinder	°C	171	191
Mittlere Überhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Überhitzer I	°C	151,9	172,7
» » » » » » II	°C	57,9	71,4
Speisewassermenge: Während der Versuchszeit	kg	1068,5	1030,0
Während 1 Stunde	D kg	213,7	257,5
Bezogen auf 1 qm Heizfläche/Std. (Anstrengung des Kessels)	D/H kg	14,9	18,0
Mittlere Temperatur des Speisewassers	°C	37,6	37,6
Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf (im Sättigungszustande) bei Speisewasser von 0° C	WE	664,7	664,7
» » 1 » bei der beobachteten Speisewassertemperatur	WE	627,1	627,1
Überhitzungswärme pro 1 kg Dampf ($c_p = 0{,}48$): Überhitzer Hochdruckzylinder	WE	71,6	81,2
» » 1 » » » Niederdruckzylinder	WE	27,8	34,3
Gesamtwärme des überhitzten Dampfes bei Speisewasser von 0° C	WE	736,3	745,9
» » » » » beobachteter Speisewassertemperatur	WE	698,7	708,3
Bruttoverdampfungsziffer	D/B kg	8,18	8,24
Nettoverdampfungsziffer (Speisewasser von 0°, Dampf von 100°)	kg	8,06	8,12
Verbrennungsverhältnisse: Mittlere Zugstärke im Rauchfang	mm WS	7	7
Mittlere Temperatur des Raumes	°C	21	23
» » der Rauchgase über Rost	°C	665	730
» » » » vor Überhitzer Hochdruckzylinder	°C	370	420
» » » » » » Niederdruckzylinder	°C	257	274
» » » » im Rauchfang	°C	191	211
In den Rauchrohren ausgenütztes Temperaturgefälle	°C	295	310
Mittlerer Gehalt der Rauchgase an: in der Rauchkammer (hinter Überhitzer Hochdruckzylinder) CO_2	%	11,8	13,0
O	%	8,1	7,1
CO	%	0,03	—
N	%	80,1	79,9
Luftüberschufs (als Vielfaches der theoretischen Luftmenge) in der Rauchkammer		1,6	1,5
Wärmeausnutzung (für die Std.): Durch verfeuerte Kohle zugeführte Wärme	WE	205800	216030
Nutzbar gemachte Wärme: Durch Verdampfung	WE	134010	161480
» » in % der zugeführten Wärme	%	65,1	65,6
Überhitzer Hochdruckzylinder	WE	15300	20910
» » in %	%	7,4	8,5
» » Niederdruckzylinder	WE	5940	8830
» » in %	%	2,9	3,6
Insgesamt durch Dampf abgeführte Wärme	WE	155250	191220
Wirkungsgrad des Kessels η_k (einschliefslich Überhitzung)	%	75,4	77,7

sogar auf 77,7%, indem der Nutzeffekt des Kessels um 7,4% resp. 8,5% durch den Hochdrucküberhitzer und um 2,9% resp. 3,6% durch den Niederdrucküberhitzer erhöht wurde. Die tatsächlich erzielten Nutzeffekte der Kesselanlage sind noch etwas höher als diese Zahlen, da der zur Beheizung des Niederdruckzylinders aufgewendete Heizdampf erzeugt werden mufste, im Speisewasser aber nicht gemessen werden konnte.

Es ergibt sich aus diesen Zahlen, dafs die Überhitzer erheblich an der Ausnutzung der Heizgase beteiligt sind und ähnlich wie ein Economiser den Abgasen Wärme entziehen.

Der Einbau der beiden Überhitzer hinter die Rauchrohre erweist sich daher als eine wärmetechnisch und wirtschaftlich geschickte Mafsnahme, da einerseits durch die beiden Überhitzer eine Temperaturabnahme der Rauchgase bis auf etwa 200° erzielt wurde, anderseits, wie sich später ergeben wird, durch die doppelte Überhitzung die thermischen Verhältnisse der Dampfmaschine wesentlich verbessert worden sind.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Maschine.

Die die Maschine betreffenden mittleren Auswertungen sind in Tabelle VII zusammengestellt.

Der Dampf vor dem Hochdruckzylinder wurde um 151,9° resp. 172,7° und der Dampf vor dem Niederdruckzylinder um 57,9° resp. 71,4° über Sättigungstemperatur überhitzt. Die Überhitzungstemperaturen bei Versuch 2 verlaufen durchgängig höher. Die Maschine arbeitete in beiden Zylindern mit überhitztem Dampf völlig einwandfrei und mit dem sehr geringen Ölverbrauch für die Zylinder von 1,7 g pro PS_e/Std. und für das Triebwerk von 2,2 g pro PS_e/Std., wie bei Versuch 2 (s. Tabelle VII) festgestellt wurde.

Um den mechanischen Nutzeffekt der Lokomobilmaschine zu ermitteln, wurden für Lagerreibung des Vorgeleges und Riemenverlust 3% zu der an der Vorgelegewelle gemessenen Bremsleistung zugeschlagen. Hierbei ergibt sich ein mechanischer Wirkungsgrad von 91,9% bei Versuch 1 und von 92,7% bei Versuch 2, ein Beweis, dafs die Reibungsarbeit in der Maschine aufserordentlich klein ist.

Bei Versuch 1 wurde ein stündlicher Dampfverbrauch pro indizierte PS von **4,55** kg, pro Nutzpferd von **4,95** kg ermittelt, bei Versuch 2 (maximale Dauerleistung) war der Dampfverbrauch wegen der höheren und namentlich im Hochdruckzylinder wirksameren Überhitzung geringer und betrug **4,34** kg resp. **4,67** kg.

Entsprechend diesen Dampfverbrauchszahlen ergibt sich der Wärmeverbrauch pro PS_i/Std., bezogen auf die gemessene Speisewassertemperatur von 37,6°, zu 3306 WE bei Versuch 1 und zu **3219** WE bei Versuch 2, bezogen auf 0° Speisewassertemperatur zu 3477 resp. 3382 WE. Das sind ungewöhnlich günstige Werte, nicht nur für eine so kleine Maschine von ca. 60 PS, sondern allgemein bei Dampfanlagen.

Zum Vergleich sei beispielsweise auf die von Professor Schröter und Koob untersuchte 200 PS-Heifsdampf-Verbundmaschine von van den Kerkhove (Z. d. V. D. I. 1903) hingewiesen, die bis jetzt bei einer stationären Dampfmaschine dieser Gröfse noch nicht erreichte günstige Wärmeverbrauche aufweist.

Tabelle VII. **Versuchsergebnisse.** Dampfmaschine.

		Versuch I	Versuch II
		3. Juni 1904	
		8^{45}—1^{45}	3^{00}—7^{00}
Zeitdauer des Versuchs	Std.	5	4
Mittlere Umlaufzahl in der Minute der Lokomobile		219,3	219,2
» » » » » des Vorgeleges		230,7	230,4
Leistung			
Hochdruck-Zylinder vorn	PS	12,4	14,6
Hochdruck-Zylinder hinten	PS	12,4	15,8
Hochdruck-Zylinder insgesamt	PS	24,8	30,4
Niederdruck-Zylinder vorn	PS	10,8	14,1
Niederdruck-Zylinder hinten	PS	11,4	14,9
Niederdruck-Zylinder insgesamt	PS	22,2	29,0
Indizierte Gesamtleistung	N_i PS	47,0	59,4
Auf den Niederdruckzylinder bezogener mittlerer indizierter Druck	kg/qcm	2,16	2,74
Bremsleistung, gemessen an der Vorgelegewelle	PS	42,0	53,5
Bremsleistung der Lokomobile (zuzüglich 3 % für Riemenverluste und Lagerreibung des Vorgeleges)	N_e PS	43,2	55,1
Reibungsarbeit $N_i - N_e$	PS	3,8	4.3
Mechanischer Wirkungsgrad η	%	91,9	92,7
Stündlicher Dampfverbrauch insgesamt	kg	213,7	257,5
» » pro PS_i	kg	4,55	4,34
» » » PS_e	kg	4,95	4,67
» Wärmeverbrauch pro PS_i (bezogen auf Speisewasser von 37,6°)	WE	3306	3219
» » » » » » » 0°)	WE	3477	3382
» Kohlenverbrauch insgesamt	kg	26,14	31,25
» » pro PS_i	kg	0,56	0,53
» » » PS_e	kg	0,60	0,56
Thermischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine ε_{th} (bezogen auf Speisewasser von 37,6°)	%	19,2	19,8
» » » » (» » » » 0°).	%	18,3	18,9
» » » Anlage (bezogen auf Kohle pro PS_i)	%	14,5	15,1
Wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Gesamtanlage ε_w (bezogen auf Kohle pro PS_e)	%	13,4	14,3
Mittlerer Barometerstand	cm QS.	76,1	76,3
» »	kg/qcm	1,04	1,04
Mittlere Ablesung am QS.-Vakuummeter des Kondensators	cm	66,3	66,9
» » » » » »	kg/qcm	0,90	0,91
Mittlerer absoluter Druck im Kondensator	kg/qcm	0,14	0,13
Mittlerer Dampfdruck bei Eintritt Hochdruckzylinder . . . Überdruck	kg/qcm	11,3	11,2
» » » » Niederdruckzylinder . . . »	kg/qcm	0,62	1,0
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	188,1	187,3
» » » » » Niederdruckzylinder	°C	113,1	119,6
Temperatur des Dampfes bei Austritt Niederdruckzylinder	°C	83,3	82,9
Wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	340	360
» » » » » » Niederdruckzylinder	°C	171	191
Überhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Überhitzer Hochdruckzylinder	°C	151,9	172,7
» » » » » Niederdruckzylinder	°C	57,9	71,4
Stündlicher Ölverbrauch pro PS_e für Zylinder	g	—	1,73
» » » » » Triebwerk	g	—	2,22
Kosten pro PS_e/Std. (in Brennstoff)	Pf.	1,37	1,29

Diese Maschine ergab bei fast gleicher Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder (353° gegenüber 360°), einen Wärmeverbrauch pro PS_i/Std. (bezogen auf 0° Speisewasser) von 3000 WE, während bei der etwas geringeren Überhitzung auf 306° der Verbrauch schon 3355 resp. 3220 WE erreichte.

Der Unterschied in der Wärmeausnutzung dieser wesentlich gröfseren, mit allen Feinheiten des modernen Dampfmaschinenbaues versehenen stationären Dampfmaschine gegenüber der kleinen, einfach konstruierten Tandem-Heifsdampflokomobile ist unbedeutend.

Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine.

Verfolgt man das Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine durch Aufzeichnen der rankinisierten Diagramme, Fig. 74 und 75, unter Berücksichtigung der von der Firma R. Wolf angegebenen schädlichen Räume und durch Eintragen der Adiabate und der Sättigungslinie

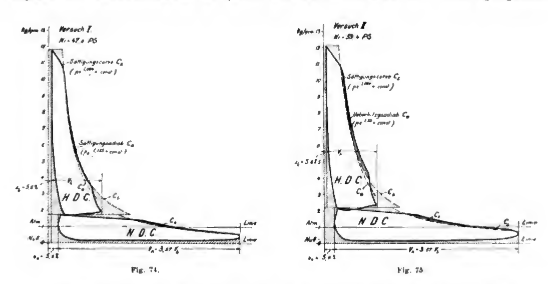


Fig. 74. Fig. 75.

(Linie pro Hub arbeitenden, konstanten Gewichts an trocken gesättigtem Dampf), so ergibt sich, dafs sich bei Versuch 1, trotz der hohen Überhitzung auf 340° vor dem Schieberkasten, nach der Füllung von 25,6% gerade trocken gesättigter Dampf im Zylinder befindet, da das Diagramm hier mit der Sättigungslinie zusammenfällt.

Um die in Frage kommenden Temperaturen und die Wärmebewegungen zu veranschaulichen, sind auch die entsprechenden Wärmediagramme in Fig. 76 und 77 mitgeteilt.

Zur Aufzeichnung derselben wurden die nachstehenden Dampfgewichte und Wärmemengen ermittelt (s. Tabelle VIII).

Die ganze Überhitzungswärme des Dampfes ist während der Füllung im Hochdruckzylinder bei Versuch 1 in die Kanal- und Zylinderwandungen übergegangen, während bei Versuch 2 wegen der gröfseren Füllung und der höheren Anfangsüberhitzung noch überhitzter Dampf im Hochdruckzylinder nachgewiesen wird. Der bei Versuch 1 festgestellte Wärmeabflufs an die Wandungen während der Füllung veranlafst eine Temperaturabnahme des überhitzten Dampfes um 160°, entsprechend 16400 WE/Std. = 10,4% der dem Hochdruckzylinder insgesamt zugeführten Wärme.

Während der Expansion im Hochdruckzylinder findet umgekehrt lebhafte Wärmezufuhr an den Arbeitsdampf infolge der Rückstrahlung aus den Wandungen statt, da die Expansions-

Tabelle VIII.

Daten zu den Wärmediagrammen.

	Versuch I	Versuch II
Dampfmengen kg/Std.:		
dem Hochdruckzylinder zugeführt . . . . D_1 kg	213,7	257,5
im schädlichen Raum des Hochdruckzylinders zurückgeblieben d_1 kg	52,4	52,4
im Hochdruckzylinder arbeitende Dampfmenge . . . . . (D_1+d_1) kg	266,1	309,9
dem Niederdruckzylinder zugeführt . . . . D_2 kg	213,7	257,5
im schädlichen Raum des Niederdruckzylinders zurückgeblieben d_2 kg	11,6	13,9
im Niederdruckzylinder arbeitende Dampfmenge . . . . (D_2+d_2) kg	225,3	271,4
Wärmemengen bezogen auf 1 kg Frischdampf und Speisewasser von 37,6° C:		
durch 1 kg der Frischdampfmenge dem Hochdruckzylinder zugeführte Wärme . . . . WE	726,5	741,7
Wärmewert der indizierten Arbeit des Hochdruckzylinders . . . WE	74,7	75,8
» » » » » » (bezogen auf 1 kg der Dampfmenge: . . . . (D_1+d_1) . . WE	60,0	63,0
Wärmewert der indizierten Arbeit des Niederdruckzylinders . . . WE	67,3	70,2
» » » » » » (bezogen auf 1 kg der Dampfmenge: . . . . (D_2+d_2) . . WE	54,0	58,3
gesamter Wärmeverlust (im Temperaturgefälle T_1-T_2) . . . . . WE	54,4	60,7

linie über der Adiabate verläuft und fast genau mit der Sättigungslinie C_s zusammenfällt; während der ganzen Expansion war daher nahezu trocken gesättigter Dampf im Zylinder vorhanden.

An dieser Wärmeabgabe an den Dampf während der Expansion dürften die den Hochdruckzylinder umspülenden Abgase sehr wenig beteiligt sein, da einerseits das Temperaturgefälle zwischen Heizmittel und Dampftemperatur (s. Wärmediagramm Fig. 76) sehr klein ist, anderseits die Heizfähigkeit von Rauchgasen an sich gering ist. Die Wärmezufuhr während der Expansion erfolgt daher wohl hauptsächlich auf Kosten der in der Füllungsperiode den Wandungen zugeführten Überhitzungswärme. Die Lage des Hochdruckzylinders in den Abgasen verhindert im wesentlichen nur Wärmeverluste durch Strahlung nach aufsen.

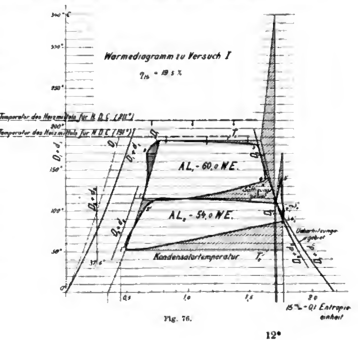


Fig. 76.

Bei Versuch 2, der mit um 8 % gröfserer Füllung (33,6 %) und etwas höherer Anfangsüberhitzung (360° statt 340°) durchgeführt wurde, findet sich am Ende der Füllung im Zylinder noch überhitzter Dampf von 222°, ent-

sprechend 44° über der Sättigungstemperatur; infolge der lebhaften Rückstrahlung aus den Wandungen bleibt der Dampf während der ganzen Expansion überhitzt, wie der Vergleich mit der Überhitzungsadiabate in Fig. 75 erkennen läfst. Die hier während der Füllungsperiode an die Wandungen übertretenden Wärmemengen berechnen sich entsprechend einer Temperaturabnahme um 138° stündlich zu 17050 WE = 8,9% der stündlich dem Schieberkasten zugeführten Wärmemenge. Der stündliche Wärmeverlust an die Wandungen ist hier zwar absolut genommen etwas gröfser wie bei Versuch 1, da infolge der gröfseren Füllung die Abkühlungsflächen und da die Dampftemperatur etwas zugenommen haben, dagegen ist er prozentual zur stündlich insgesamt zugeführten Wärmemenge geringer, da letztere mit der Füllung ja viel rascher wächst als die Abkühlungsfläche.

Die Diagramme lassen im Hochdruckzylinder bei beiden Versuchen eine erhebliche Verschiedenheit des Dampfzustands erkennen, die wohl weniger auf den Unterschied (20°) der Anfangsüberhitzung als auf denjenigen der Füllungen zurückzuführen ist. Diese thermischen Verhältnisse lassen die knappe Dimensionierung des Hochdruckzylinders, trotz des grofsen Spannungsabfalles am Ende der Expansion, als richtig erscheinen, da ein gröfserer Zylinder mit gröfserer Abkühlungsfläche und kleinerer Füllung am Anfang der Expansion zweifellos nassen Dampf trotz der starken Überhitzung ergeben haben würde.

Zweifellos tritt bei der untersuchten Maschine der Einflufs der Wandungen infolge der geringen Leistung (60 PS) und infolge der Schiebersteuerung mit gemeinschaftlichem Ein- und Ausströmkanal besonders stark hervor.

In der nachfolgenden Tabelle IX sind für die beiden Versuche für den Hochdruck- und für den Niederdruckzylinder die Füllungsgrade, die in die Wandungen stündlich einstrahlenden Wärmemengen, insgesamt und in Prozenten der zugeführten Wärmemengen, zusammengestellt.

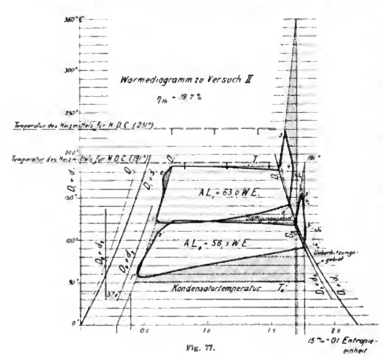


Fig. 77.

Zum Vergleich ist der Hochdruckzylinder einer mit 175,5 PS_i betriebenen Dreifach-Verbundmaschine der Görlitzer Maschinenbauanstalt mit herangezogen, deren mit überhitztem Dampf erzieltes rankinisiertes Diagramm in Fig. 78 dargestellt ist. Bei der nur wenig niedrigeren Ueberhitzung von 325° vor dem Hochdruckzylinder und bei der gleichen Füllung des letzteren von 33% wie bei unserem Versuch 2 verläuft die Expansionslinie im Hochdruckzylinder ähnlich wie bei der Lokomobile; der stündliche Wärmeverlust bei der Füllungsperiode an die Wandungen mit 7,7% ist aber etwas geringer, da der Hochdruckzylinder

Tabelle IX.

Maschine	Versuch		Füllungsgrad	Temperatur des überhitzten Dampfes			Insgesamt zugeführte Wärme	In die Wandungen gegangene Wärme		
				bei Eintritt in den Schieberkasten	am Ende der Füllung	abgefallen um		insgesamt	in % der zugeführten Wärme	
			%	° C	° C	° C	W.E./Std.	W.E./Std.	%	
Heifsdampf-Tandem-Lokomobile 60 PS	a	I	25,6	340	180	160	157400	16400	10,4	Hochdruckz.
	b	II	33,6	360	222	138	192000	17050	8,9	
Heifsdampf-Tandem-Lokomobile 60 PS	c	I	48,5	171	140	31	142900	3180	2,2	Niederdruckz.
	d	II	48,5	191	154	37	173200	4570	2,6	
Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine 200 PS	e		33,1	325	207	118	619000	47900	7,7	Hochdruckz.
	f		24,3	gesättigter Dampf		—	624000	71500	11,5	

gröfser und Ventilsteuerung, also getrennte Ein- und Auslafsorgane vorhanden sind, also geringere Abkühlung eintritt.

Bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und der nahezu gleichen indizierten Leistung von 177 PS_i hatte der Hochdruckzylinder der Görlitzer Maschine 24,3% Füllung und während derselben 11,5% Wärmeverlust an die Wandungen. Da dieser Füllungsgrad mit dem des Versuchs 1 der Wolfschen Lokomobile nahezu übereinstimmt, drängt sich ein Vergleich in bezug auf das Verhalten gesättigten und überhitzten Dampfes bei der Füllung auf und ergibt, dafs trotz der günstigeren Abkühlungsverhältnisse bei dem Hochdruckzylinder der Dreifach-Verbundmaschine (weil gröfsere Maschine und Ventilsteuerung) und der viel geringeren Temperaturunterschiede im Zylinder hier bei gesättigtem 11,5% der zugeführten Wärme in die Wandungen gehen gegenüber 10% bei Versuch 1 der Wolfschen Maschine bei hoch überhitztem Dampf. Noch augenfälliger geht diese Erscheinung aus dem Vergleich der Versuche e und f der Tabelle IX hervor.

Es ergibt sich hieraus, dafs der Vorteil des überhitzten Dampfes nicht allein in der Entnahme der in die Wandungen strömenden Wärme aus der Überhitzung liegt, sondern dafs der überhitzte Dampf überhaupt schlechter die Wärme abgibt als der gesättigte und den Wärmeaustausch mit den Wandungen trotz viel höherer Temperaturunterschiede infolge seiner physikalischen Eigenschaften vermindert. Man erkennt hieraus auch schon den Vorteil der zweiten Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder.

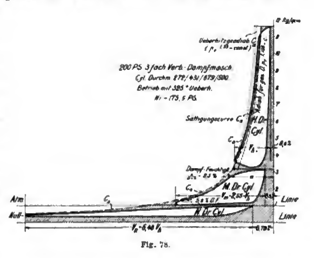


Fig. 78.

Der aus dem Hochdruckzylinder austretende Dampf ist bei beiden Versuchen ohne Zweifel trocken gesättigt, wahrscheinlich schwach überhitzt, weil selbst bei Versuch 1 der Dampf während der ganzen Expansion keine Gelegenheit zu Niederschlägen hatte und der grofse Spannungsabfall beim Auslafs sowie das Ausströmen durch die vorher erhitzten Dampfkanäle eine schwache Überhitzung wahrscheinlich machen.

Der Niederdrucküberhitzer braucht daher den Dampf nicht erst zu trocknen, sondern kann ganz für die Überhitzung nutzbar gemacht werden.

Der Spannungsverlust zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder ist trotz des längeren Dampfweges zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder durch die Überhitzerrohre hindurch klein, ein Vorteil der parallel geschalteten Rohre des Überhitzers.

Infolge der Zwischenüberhitzung arbeitet in dem Hochdruckzylinder das gleiche Dampfgewicht wie im Niederdruckzylinder, ein Umstand, der die Wolfsche Tandem-Lokomobile wesentlich und günstig von den ortfesten Maschinen unterscheidet, die bereits im zweiten Zylinder in der Regel Dampffeuchtigkeit haben. (s. Diagramm Fig. 78, im Mitteldruckzylinder 11,5% Feuchtigkeit.)

Die Art der Überhitzung des Receiverdampfes durch Abgase des Kessels ist neu. Man hat zwar schon mehrfach versucht, den Receiverdampf zu überhitzen, indem man den der Maschine zugeführten, besonders hoch überhitzten Arbeitsdampf zunächst zur Überhitzung des Receiverdampfes benutzte und ihn dann, immer noch überhitzt, dem Hochdruckzylinder zuführte.

Diese Versuche haben, soviel sich bis jetzt ersehen läfst, wirtschaftlichen Erfolg nicht gehabt. Das ist auch wohl erklärlich, da der Frischdampf sehr hoch überhitzt werden mufste, wenn er nach der Wärmeabgabe an den meist feuchten Receiverdampf noch mit der jetzt üblichen Temperatur von 300—350° in den Hochdruckzylinder gelangen sollte; es mufsten also im Kessel zur Überhitzung erhebliche Wärmemengen direkt aufgewendet werden, von denen auf dem Wege zur Maschine um so gröfsere Beträge verloren gingen, je höher die Überhitzungstemperatur war. Der hoch überhitzte Dampf ist als Heizmittel aber auch nicht sonderlich geeignet; denn es ist unrationell und thermisch unrichtig, überhitzten Dampf von hoher Temperatur und hohem Druck als Wärmequelle zur Beheizung von Dampf niedriger Temperatur und geringen Druckes auszunutzen, anstatt das grofse Temperatur- und Druckgefälle unmittelbar arbeitsleistend zu verwerten, umsomehr als die indirekte Beheizung stets mit grofsen Verlusten verbunden ist und deren thermischer Effekt in dem Niederdruckzylinder in keinem Verhältnis zum vorhergehenden Wärmeaufwand im Kessel steht.

Bei der Wolfschen Maschine liegen die Verhältnisse aber wesentlich anders, da die Überhitzung des Dampfes vor dem Niederdruckzylinder wirtschaftlich kostenlos durch die abziehenden Rauchgase des Lokomobilkessels (Abwärme) erfolgt.

Ein Blick auf die Niederdruckdiagramme, Fig. 74 und 75, zeigt, wie die erzielte verhältnismäfsig geringe Überhitzung die Wärmeausnützung im Niederdruckzylinder günstig beeinflufst. Während man sonst in den Niederdruckzylindern starke Eintrittskondensation und gegen Ende der Expansion erhebliche Nachverdampfung zu sehen gewöhnt ist, s. Diagramm Fig. 78, ist bei der Tandem-Lokomobile trotz der schwachen Überhitzung von nur 57,9° resp. 71,4° nicht nur am

Ende der Füllung überhitzter Dampf vorhanden, sondern die ganze Expansionskurve des Dampfes liegt bei beiden Versuchen im Überhitzungsgebiet.

Der sich aus der Tabelle IX zu 2,2% resp. 2,6% ergebende Betrag der während der Füllung in die Wandungen des Niederdruckzylinders eingestrahlten Wärmemengen ist gegenüber den im Hochdruckzylinder festgestellten Verhältnissen auffallend gering.

Diese geringe Wärmeabführung an die Wandungen im Niederdruckzylinder erklärt sich kaum allein durch die gröfsere, bei beiden Versuchen gleiche, Füllung des Niederdruckzylinders von 48,5%.

Man erkennt aber den Grund, wenn man das in der Zeitschrift d. V. D. I. 1905 S. 193 mitgeteilte und hier in Fig. 79 wiedergegebene Diagramm einer Wolfschen Heifsdampf-Verbundlokomobile ohne Zwischenüberhitzung untersucht. Zur Beurteilung wurde in diese Niederdruckdiagramm auf Grund des durch Versuch ermittelten Dampfgewichtes die Sättigungskurve verzeichnet.

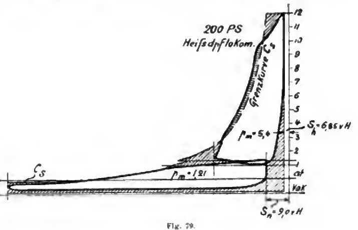


Fig. 79.

Trotzdem der Dampf vor dem Niederdruckzylinder hier nicht überhitzt ist, sieht man, dafs die Eintrittskondensation in ihm vermieden ist und die Expansionslinie mit der Sättigungslinie beginnt und zum grofsen Teile zusammenfällt. Es findet also auch hier lebhafte Wärmezuführung von den Wandungen statt, die auf die intensive Heizung des Niederdruckzylinders durch hochgespannten Kesseldampf infolge seiner Lage im Dampfraum zurückzuführen ist.

Während man bei Niederdruckzylindern, die wie bei der Görlitzer Maschine gewöhnlich mit gedrosseltem Dampf geheizt werden, trotzdem stets erhebliche Zylinderkondensation beobachtet, siehe Fig. 78, ist letztere bei der 200 PS-Lokomobile nahezu vermieden.

Das Heizmittel des Niederdruckzylinders bei der Tandemlokomobile (gesättigter Dampf) hat eine höhere Temperatur als selbst der überhitzte Dampf im Niederdruckzylinder und die Heizung ist aufserordentlich wirksam, weil sie durch gesättigten Dampf, also unter Kondensation erfolgt und durch die vorzügliche Abführung des Kondensats von den Wandungen gefördert wird.

Ähnliche Ergebnisse hat der belgische Ingenieur Duchesne in seinen Versuchen bei der Zylinder-Heizung mit hochgespannten, gesättigten Dämpfen gefunden, indem er hierdurch die Zylinderkondensation vollständig beseitigte.

Infolge der intensiven äufseren Zylinderheizung bewirkt die Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder bei der Tandemlokomobile daher im wesentlichen eine Volumenzunahme des Dampfes und den in den Wärmediagrammen dargestellten Gewinn an in Arbeit verwandelter Wärme für Versuch I von 3,2% und für Versuch II von 4,8% der im Niederdruckzylinder geleisteten

Arbeit, ein Gewinn, der noch dazu durch Abwärme erzielt ist. Durch die Zwischenüberhitzung wurden einem kg Frischdampf bei Versuch I 27 WE bei II 32,8 WE zugeführt, davon wurden im Niederdruckzylinder (pro kg Dampf) 2,1 resp. 3,4 WE also 7,8% resp. 10,4% der Überhitzungswärme in Arbeit umgesetzt.

Bei diesen günstigen thermischen Verhältnissen hätte man den Niederdruckzylinder gröfser wählen können, um die Dampfdehnung weiter zu treiben.

Wie die Wärmediagramme zeigen, ist zwar der Energieverlust beim Überströmen vom Hoch- nach dem Niederdruckzylinder gering, dagegen sind im Niederdruckzylinder die Verluste, welche durch den Spannungsabfall beim Auspuff, also durch zu geringe Ausdehnung eintreten, erheblich. Günstig erscheint dagegen der geringe Temperaturverlust zwischen Kondensatortemperatur und der der Auspuffspannung im Niederdruckzylinder entsprechenden Dampftemperatur am Ende der Auspuffperiode.

Die Temperatur des in den Kondensator übertretenden Dampfes betrug 83°; der Dampf war also um ca. 30° überhitzt. Für diese Überhitzung, die unnötig und zwecklos ist, gibt es mehrere Ursachen, die zusammenwirken, nämlich der grofse Spannungsabfall im Niederdruckzylinder, das Ausströmen des Auspuffdampfes durch die von dem überhitzten Einströmdampf vorher erwärmten Dampfkanäle, die kräftige Heizung des Niederdruckzylinders und die Lage des Ausströmrohrs im Dampfraum des Kessels.

Die thermische Ausnutzung bei beiden Versuchen erhellt aus den für die einzelnen Zylinder ermittelten nachstehenden Gütegraden pro indizierte PS.

H. D. Z. 72%
N. D. Z. 68% } Versuch 1, für die ganze Maschine 70%.

H. D. Z. 76,8%
N. D. Z. 63% } Versuch 2, für die ganze Maschine 69,9%.

Die Gesamtgütegrade pro indizierte PS sind bei beiden Versuchen gleich (70 und 69,9%), verschieben sich aber etwas zu Gunsten des Versuchs 2 (von 64,2 auf 64,8%), wenn man sie auf das Nutzpferd bezieht, da bei Versuch 2 der mechanische Wirkungsgrad um 1% günstiger war.

Der bei Versuch 1 für den Niederdruckzylinder ermittelte günstige Gütegrad von 68%, der sich durch Vergröfserung des Niederdruckzylinders auch für Versuch 2 hätte erzielen lassen, stellt einen für eine Kolbendampfmaschine ungewöhnlich hohen Wert dar und reicht an die in den Niederdruckstufen der Dampfturbinen gefundenen Werte heran.

Die bei der Wolfschen Lokomobilmaschine berechneten thermischen und die aus den Wärmediagrammen ermittelten thermodynamischen Gesamtwirkungsgrade ergeben sich im einzelnen aus nachfolgender Tabelle X.

Bei der Lokomobile ergibt sich der günstigste berechnete thermische Wirkungsgrad, bezogen auf Speisewasser von 0° C, pro indizierte PS zu 18,9%, pro Nutzpferd zu 17,5%. Vergleicht man diese Wirkungsgrade mit den bei der aufsergewöhnlich günstig und unter nahezu den gleichen Temperaturverhältnissen arbeitenden Kerkhove-Maschine erreichten Werten, welche pro indizierte PS 21,2% und pro effektive PS 18,5% betragen, so findet man, dafs die mit einfachen Mitteln ausgeführte Wolfsche Lokomobildampfmaschine in der thermischen Ausnutzung pro Nutzpferd sehr nahe an die mit allen Feinheiten

Tabelle X.

Wirkungsgrade der Dampfmaschine.

				Versuch I	Versuch II
Hochdruck zylinder	Eintrittsspannung nach Diagramm	Idealer Arbeitsvorgang einer vollkommenen Maschine	kg/qcm abs.	11,8	12,1
	Sättigungstemperatur des Dampfes		°C	186,2	187,3
	Wirkliche Temperatur des Dampfes		°C	340	360
	Überhitzung über Sättigung		°C	153,8	172,7
Niederdruck-zylinder	Eintrittsspannung nach Diagramm		kg/qcm abs	1,72	2,2
	Sättigungstemperatur des Dampfes		°C	115	122,6
	Wirkliche Temperatur des Dampfes		°C	171	191
	Überhitzung		°C	56	68,4
Kondensatorspannung absolut			kg/qcm	0,14	0,13
Ausnutzbare Wärmemenge pro 1 kg Dampf			WE	196,4	206,7
Zugeführte Wärmemenge pro 1 kg Dampf			WE	712	728,6
Thermischer Wirkungsgrad			%	27,6	28,4
Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf:					
a) bezogen auf Speisewasser von 0°			WE	764,1	779,3
b) „ „ „ „ 37,6°			WE	726,5	741,7
Wärmeverbrauch pro PS_i/Std.	a)		WE	3477	3382
	b)		WE	3306	3219
Thermischer Wirkungsgrad (berechnet), Q_1 (Dampf)	a)		%	18,3	18,9
	b)		%	19,3	19,8
Entsprechender thermodynamischer Wirkungsgrad (Gütegrad)	a)		%	66,3	66,5
	b)		%	70	69,9
Wärmeverbrauch pro PS_e/Std.	a)		WE	3782	3639
	b)		WE	3596	3464
Thermischer Wirkungsgrad (berechnet)	a)		%	16,9	17,5
	b)		%	17,7	18,4
Entsprechender thermodynamischer Wirkungsgrad (Gütegrad)	a)		%	61,3	61,7
	b)		%	64,2	64,8

des stationären Dampfmaschinenbaues ausgestattete van den Kerkhove-Maschine heranreicht.

Das Ergebnis der Versuche in bezug auf die Wolfsche Lokomobildampfmaschine ist daher ein aufsergewöhnlich günstiges, was um so mehr bei der geringen Leistung der Maschine und der einfachen konstruktiven Ausführung anzuerkennen ist.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Lokomobildampfkraftanlage.

Die Versuchsergebnisse der Lokomobile sind zunächst getrennt in bezug auf den Kessel und die Maschine betrachtet worden, wie das bei den stationären Dampfanlagen üblich ist. Es ist dabei festgestellt worden, dafs schon die Lokomobilmaschine allein thermisch nahezu das erreicht, was man nur bei besten Dampfmaschinen gewohnt ist.

Die Lokomobile bietet jedoch noch den wesentlichen Vorteil, dafs auch der Kessel einen sehr hohen Nutzeffekt aufweist und Kessel und Maschine zu einer einheitlichen Dampfkraftanlage organisch zusammengebaut sind, so dafs die selbst bei den besten stationären Dampfkraftanlagen durch die Rohrleitung zwischen Kessel und Maschine und durch die übliche Kondenswasserabführung innerhalb der Maschine auftretenden Wärmeverluste hier wegfallen.

Es ist nicht uninteressant hier auf Versuche hinzuweisen, die ich in letzterer Hinsicht im Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg angestellt habe. Bei der dort aufgestellten, oben bereits erwähnten Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine von 200 PS sind fünf Kondenstöpfe bester Konstruktion angebracht, die bei einer Reihe von Versuchen peinlich in Ordnung gehalten wurden und eine gekühlte Kondenswassermenge von im Mittel 15,5% des Gesamtdampfverbrauchs abführten.

Da infolge geringer Schwankungen, die nicht beseitigt werden konnten, vermutet wurde, dafs die Kondenstöpfe aufser dem Kondensat auch noch Dampf durchliefsen, der durch die Kühlvorrichtung allerdings kondensiert wurde, so wurden dieselben durch gufseiserne Flaschen mit Wasserstandsgläsern ersetzt, aus denen man von Hand mit Sicherheit nur Kondensat ablassen konnte. Die Kondenswassermenge ging dabei unter sonst gleichen Verhältnissen auf 11,4% des Gesamtdampfverbrauchs der Maschine zurück, ein Beweis, dafs ein Verlust von etwa 5% durch die Kondenstöpfe auftrat, trotzdem sie fast vor jedem Versuch nachgesehen worden waren. In der Praxis bei weniger sorgfältiger Wartung dürften die Verluste daher noch wesentlich gröfser sein.

Bei der Lokomobile fallen die Rohrleitungsverluste und die Wärmeverluste durch die Entwässerung fort. Hieraus ergibt sich eine wirtschaftliche Überlegenheit der Lokomobilen über die stationären Anlagen.

Wärmeverluste zwischen Kessel und Dampfmaschine treten praktisch in den Lokomobilen kaum auf und sind bei der vorliegenden Heifsdampflokomobile ganz ausgeschlossen, da das Dampfrohr zum gröfsten Teil in die heifsen Abgase der Rauchkammer verlegt ist. Kondenswasserableitung ist nicht nötig, da Gelegenheit zur Bildung desselben überhaupt nicht vorhanden ist. Strahlungsverluste sind bei der Lokomobile auf ein Minimum beschränkt.

Zu diesen in dem Aufbau der Lokomobile liegenden ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen kommt noch hinzu, dafs die Überhitzung des Niederdruckdampfes durch Abwärme wirtschaftlich nahezu kostenlos erzielt wird und verhältnismäfsig hohen Arbeitsgewinn ergibt.

Zwar wird auch der Hochdruckdampf durch die Abgase überhitzt, jedoch wird die Überhitzung auf Kosten der Wärmeausnutzung im Kessel erzielt, so dafs man hier kaum von einer kostenlosen Überhitzung sprechen kann.

Entsprechend den ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen der Lokomobildampfkraftanlage, der erzielten hohen Ausnutzung in dem Kessel und in der Maschine ist auch das wirtschaftliche Endergebnis, d. h. der Kohlenverbrauch pro Nutzpferd nicht nur für eine so kleine Maschineneinheit ungewöhnlich günstig, sondern reicht überhaupt nahe an die Zahlen heran, die bis jetzt bei den gröfsten Dampfmaschinen erzielt worden sind.

Bei der Tandem-Heifsdampflokomobile wurde ein Verbrauch an Kohlen (von 7873 WE Heizwert) pro Nutzpf./Std. von **0,56** resp. **0,53** kg ermittelt.

Vergleicht man diese Werte mit denen anderer Wärmekraftmaschinen, z. B. der 200 PS-Wolfschen Heifsdampflokomobile mit einfacher Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder, so ergibt sich, dafs bei ca. 70% Leistung der Kohlenverbrauch der beiden Lokomobilen gleich ist, dafs sich der Kohlenverbrauch der Heifsdampflokomobile bei normaler und Überlastung kaum ändert, während der Kohlenverbrauch pro Einheit bei der Tandem-Heifsdampflokomobile mit

zunehmender Belastung abnimmt. Die Abnahme des Kohlenverbrauchs pro PS mit Zunahme der Belastung bei der Tandem-Heifsdampflokomobile ist im wesentlichen auf Rechnung der Zwischenüberhitzung vor dem Niederdruckzylinder zu setzen, da steigende Belastung höhere Überhitzungstemperatur zur Folge hat.

Es ist nicht uninteressant, den auf Grund der Abnahmeversuche aus dem Dampfverbrauch berechneten Kohlenverbrauch pro Nutzpferd-Std. einer der gröfsten stationären Dampfmaschinen in Vergleich zu setzen, nämlich der 4500 PS-Sulzer Maschine der Zentrale Moabit der Berliner Elektrizitätswerke, s. Fig. 80.

Man wird erstaunt sein zu bemerken, dafs der Wärmeverbrauch der Sulzer-Maschine im Brennstoff nur um ein geringes günstiger ist wie der der kleinen Tandem-Heifsdampflokomobile, ein Umstand, der verblüfft und wohl zur weiteren Ausgestaltung unserer modernen grofsen Dampfkraftanlagen anregen sollte.

Immerhin erreichen die vier, in Fig. 80 in Vergleich gesetzten, Dampfkraftanlagen nicht den günstigen Wärmeverbrauch in Brennstoff einer mit Anthrazit betriebenen Generator-Gasmaschine. Berücksichtigt man aber die Brennstoffkosten pro Nutzpferd und Stunde, Fig. 81, so ergibt sich unter Zugrundelegung der gegenwärtig für Berlin mafsgebenden Brennstoffpreise, dafs die Tandem-Heifsdampflokomobile, abgesehen von der etwas günstigeren 4500 PS-Sulzer-Maschine, die Nutzpferd/Std. in bezug auf Brennstoff am billigsten erstellt.

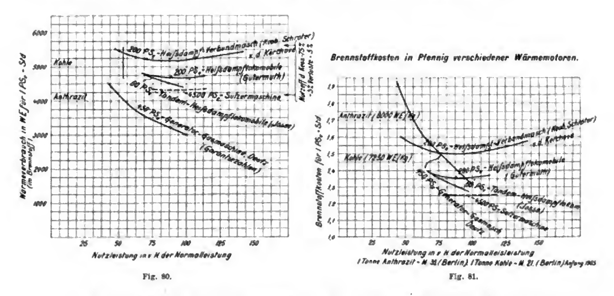


Fig. 80.

Fig. 81.

Bei Vollbelastung ist der Unterschied in den Brennstoffkosten bei den beiden Lokomobilen und der Generator-Gasmaschine geringfügig, aber schon bei geringer Abnahme der Belastung sind die Lokomobilen der Gasmaschine überlegen.

Man sieht aus dem Schaubild, dafs, solange die Preisdifferenz zwischen Anthrazit und Kohle bestehen bleibt, die Heifsdampflokomobilen mit den Gasmaschinen in bezug auf die Brennstoffkosten und erst recht in bezug auf die anderen die Wirtschaftlichkeit bedingenden Verhältnisse sehr gut konkurrieren können.

Mit den in neuester Zeit aufgekommenen Braunkohlengeneratoren dürften sich allerdings die Verhältnisse wieder etwas zugunsten der Gasmaschine ändern.

Aus den vorstehenden Untersuchungen mit der Heifsdampflokomobile mit zweifacher Überhitzung kann gefolgert werden, dafs die thermische Ausnutzung in der Dampfkraftanlage durch die kräftige, ohne Nebenverluste bewirkte Heizung des Niederdruckzylinders durch hochgespannten Frischdampf und durch die zweite Überhitzung sehr günstig beeinflufst wird. Dieser günstige thermische Einflufs erweist sich deshalb auch als ein hervorragend wirtschaftlicher, weil die zweite Überhitzung durch ausgenutzte Abgase, also kostenlos bewirkt wird.

Der Aufbau einer solchen Lokomobile, der eine so weit gehende Ausnutzung der Wärme und die Vermeidung von Verlusten konstruktiv mit Leichtigkeit gestattet, ergibt daher eine wirtschaftlich ungewöhnlich günstige Dampfkraftanlage, die in ihren Ergebnissen an die bei unseren gröfsten Maschinen erzielten Werte heranreicht.

Wenn sich die Lehren, die sich aus diesen Versuchen ergeben, auch auf den stationären Dampfmaschinenbau nicht ohne weiteres und niemals vollständig übertragen lassen, so liegen doch bei der stationären Dampfmaschine die Verhältnisse in bezug auf die Wirkung der Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder günstiger wie bei den Lokomobilen, denn die Niederdruckzylinder der grofsen stationären Dampfmaschinen werden nicht durch hochgespannten Heizdampf so kräftig geheizt wie die im Dampfraum liegenden Niederdruckzylinder der Lokomobilen. Infolgedessen ist die Kondensation im Niederdruckzylinder der stationären Maschine sehr grofs und das im letzteren arbeitende Dampfgewicht wesentlich geringer wie im Hochdruckzylinder. Die Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder der stationären Maschine würde daher noch eine relativ günstigere Wirkung erzielen.

Ein wirtschaftliches Ergebnis würde dieselbe aber nur haben, wenn sie durch Abgase, d. h. durch Abwärme bewirkt werden könnte. Die Schwierigkeiten, die sich bei der stationären Maschine einer solchen Abwärmeheizung entgegenstellen, sind unverkennbar, immerhin besteht die Möglichkeit, durch planmäfsiges Zusammenhalten der Wärme mehr als bisher zu erreichen.

V. Versuche mit der mechanischen Kesselfeuerung Bauart Axer und einem Stufenrohrdoppelkessel.

Seit Jahren ist man bestrebt, die unzuverlässige Beschickung der Kesselfeuerungen von Hand durch mechanische Apparate zu ersetzen, einesteils um eine kontinuierliche Brennstoffzufuhr unter Luftabschlufs zu erzielen und damit die Verbrennung vollkommener zu gestalten, andernteils um gleichzeitig Rauchlosigkeit zu erreichen.

Namentlich die immer lebhafter werdende Forderung nach rauchloser Verbrennung ist wohl die Ursache dafür, dafs man in den letzten Jahren erhebliche Fortschritte im Bau mechanischer Feuerungen gemacht hat.

Da vollkommene Verbrennung und Rauchlosigkeit Hand in Hand gehen, so ist naturgemäfs durch die für letztere getroffenen Einrichtungen auch die Verbrennung verbessert und die Wärmeausnutzung in den Dampfkesseln wesentlich erhöht worden.

Ein Hauptübelstand der mechanischen Feuerungen war bislang die geringe Zuverlässigkeit im praktischen Betrieb.

Ich möchte im nachfolgenden über Versuche mit einer von mir seit zwei Jahren erprobten selbsttätigen Feuerung berichten, die der zu allererst aufzustellenden Forderung der Betriebssicherheit vollauf genügt.

Seit nahezu zwei Jahren sind im Kesselhaus der Technischen Hochschule Charlottenburg an zwei Heizungszwecken dienenden Doppelkesseln mechanische Feuerungen, Bauart Axer, im Betrieb, die durchaus zufriedenstellende Ergebnisse aufweisen.

Die mechanische Rostbeschickung nach Axer eignet sich vornehmlich zur Innenfeuerung, also für Flammrohrkessel, ohne die Verwendung bei Wasserröhrenkesseln auszuschliefsen.

Die Axerfeuerung ist eine Wurffeuerung, bei der die durch eine Quetschwalze zerkleinerten Kohlenstückchen mittels einer Wurfschaufel gleichmäfsig auf dem Rost verteilt werden. Die Bauart der Feuerung ist in den Fig. 82 und 83 dargestellt. Sie besteht im wesentlichen aus einem Einschütttrichter, durch den die Kohlen der Quetschwalze zufallen. Die durch letztere zerkleinerten Kohlenstückchen fallen auf einen nach dem Rost zu offenen Trog, von dem sie die Wurfschaufel mehr oder weniger weit auf den Rost schleudert. Die Wurfschaufel besteht aus einem rechtwinkligen Blech, das um eine horizontale Achse schwingt und durch Zugfeder mittels Hebel, Fig. 82, vorgeschnellt wird. Das Zurückholen der Wurfschaufel und das damit verbundene Spannen der Zugfeder erfolgt durch eine horizontale,

parallel zur Quetschwalze gelagerte Welle, die mittels Schneckenrad und auf vertikaler Welle sitzender Schnecke angetrieben wird. An dem Kopfende trägt die horizontale Welle einen Daumen, auf dem ein auf der Wurfschaufelachse sitzender Spannhaken gleitet. Um die Wurfweite der Kohlenstückchen zu verändern und damit den Rost gleichmäfsig zu bestreuen, wird die Anfangsbeschleunigung der Schaufel dadurch variiert, dafs die Spiralfeder durch eine exzentrische Scheibe, die innen auf dem rückwärtigen Ende der Quetschwalze sitzt und die

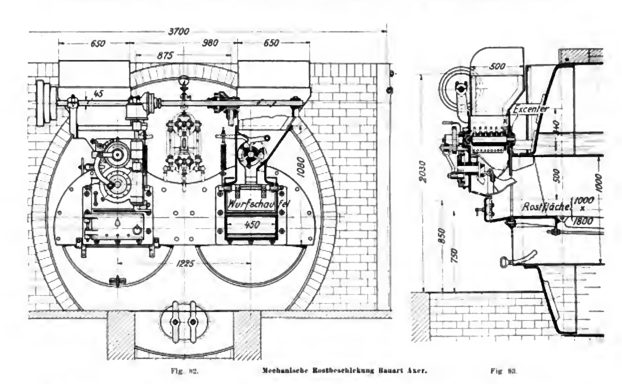


Fig. 82. Mechanische Rostbeschickung Bauart Axer. Fig. 83.

einen einarmigen Hebel allmählich hebt und senkt, verschieden stark gespannt wird. Es wird hierdurch tatsächlich ein sehr gleichmäfsiges Bewerfen der Rostfläche erzielt, wie aus Fig. 84 ersichtlich, die die Verteilung der Kohlen auf dem im Flammrohr liegenden Rost bei dem aufser Betrieb befindlichen Kessel erkennen läfst.

Der mechanische Antrieb der Quetschwalze erfolgt mittels Schaltwerks von der durch Schnecke angetriebenen horizontalen Zwischenwelle aus, die die Bewegung der Kohlenschaufel einleitet. Der Vorschub der Quetschwalze kann von 1 bis zu 5 Zähnen pro Schaltung eingestellt werden, so dafs hierdurch schon die der Wurfschaufel zugeführte Kohlenmenge in weiten Grenzen reguliert werden kann.

Wurf- und Quetschraum sind durch einen um die vertikale Achse drehbaren und durch einen einfachen Handgriff lösbaren Deckel äufserst bequem zugänglich. Fig. 85 läfst bei geöffnetem Deckel die Quetschwalze mit den Kohlenstückchen und die Wurfschaufel mit Spannhaken sowie die Daumenwelle erkennen und zeigt den einfachen vierkantigen, konischen Mitnehmer der Quetschwalze.



Fig. 84. Verteilung der Kohlen auf dem Rost.

Diese leichte Zugänglichkeit ist ein großer Vorteil der Axerfeuerung, da sie bei ev. Störungen durch etwa in der Kohle enthaltene Steine oder Schieferstücke eine sofortige Besichtigung des Mechanismus und Beseitigung der Hindernisse gestattet. Ein Bruch kann hierbei niemals eintreten, da man den Antriebsmotor stets mittels Riemen an den Mechanismus anschließt.

Vor jedem der beiden Flammrohre des Kessels sitzt ein Feuerungsapparat.

Der Antrieb der vertikalen Wellen der beiden Apparate erfolgt durch eine horizontale, quer über dem Kessel liegende Welle mittels konischer Räder, die durch einen Handgriff bequem außer Eingriff gebracht werden können, falls der Mechanismus der einen oder der anderen Feuerung nachgesehen werden soll.

Außer der einfachen kräftigen Bauart und der leichten Zugänglichkeit des Mechanismus der Axerfeuerung ist ein weiterer Vorzug derselben darin zu erblicken, daß jederzeit auch von Hand durch die unter der Wurfschaufel befindliche niedrige Feuertür gefeuert werden kann. Selbst im normalen Betrieb der Feuerung ist es zweckmäßig, durch diese Feuertür die Kohlen auf dem Rost von Zeit zu Zeit, etwa alle 30 Minuten, durchzurühren und zu verteilen, da trotz der an sich gleichmäßigen Verteilung der Kohle durch die Wurfschaufel ein ganz gleichförmiges Abbrennen nicht erzielt werden kann.



Fig. 85. Axer-Feuerung bei geöffnetem Deckel.

Die Regulierung der Feuerung erfolgt durch Veränderung der zugeführten Kohlenmenge, indem einerseits der Vorschub des Schaltwerks der Quetschwalze von einem bis auf fünf Zähne geschaltet werden kann, anderseits durch Stufenscheiben die Umdrehungszahl der horizontalen Antriebswelle veränderlich ist.

Die Kohlenförderung und der Kraftbedarf der untersuchten Feuerungen, die an einem

Doppelkessel von 155 qm Heizfläche und rd. 4000 kg stündlicher Dampfleistung angebracht sind, ergeben sich aus nachfolgender Aufstellung.

Kohlenförderung der Axerfeuerung, Gröfse III.

(Art der verfeuerten Kohle: Nufs I der Zeche Königin Luise, Oberschlesien.)

Versuch	I	II	III	IV
Datum	11. 1. 04.	11. 1. 04.	11. 1. 04.	12. 1. 04.
1. Tourenzahl der horizontalen Antriebswelle n/Min.	200	270	270	200
2. Zahl der Würfe p. Min.	11	15	15	11
3. Zähnevorschub der Quetschwalzen	3—4	3	4	3
4. Kohlenförderung pro Doppelapparat kg/Std.	470—510	700	790	520

Kraftbedarf der Axerfeuerung, Gröfse III.

1. Tourenzahl der Antriebswelle n/Min.	200	200	200
2. Zähnevorschub	3	4	3
3. Volt des Elektromotors	224	210	225
4. Ampère des Elektromotors	4—7,5	4—7,5	4—9
5. Leistung des Motors in elektrischer Energie PS	1,2—2,3	1,14—2,1	1,2—2
6. Leistung an der Motorriemscheibe PS	0,5—0,9	0,5 —0,8	0,5—0,8

Die von dem Apparat noch anstandslos aufgenommene maximale Korngröfse der Kohle wurde als die gewöhnlich mit Nufs I bezeichnete Gröfse bestimmt. Diese Stücke haben

einen mittleren Durchmesser von ca. 70—80 mm
eine gröfste Länge von ca. 150 »
eine gröfste Breite von ca. 80—90 »

Gröfsere Stücke werden von den Quetschwalzen nicht mehr gefafst und sind daher vorher zu zerschlagen. Kohlenstücke von einem kleineren Durchmesser als 15 mm wurden dagegen von dem vorstehend bezeichneten Apparat (Nr. 3) nicht mehr ganz gleichmäfsig auf dem Rost verteilt.

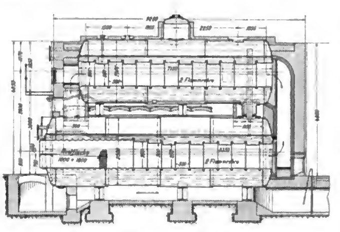


Fig. 86. Doppelkessel von 155 qm Heizfläche.

Staubkohle allein konnte nicht verfeuert werden. Die für den Apparat brauchbare Korngröfse liegt daher zwischen 15—80 mm, dabei ist es aber nicht notwendig, dafs die Kohle ausschliefslich aus diesen Stücken besteht, dieselbe kann ohne weiteres mit kleineren Stücken, selbst mit Grus gemischt sein, wobei noch gute Verteilung erfolgt.

Die untersuchte Axerfeuerung ist an einem Doppelkessel der Firma H. Paucksch A.G., Landsberg a. W., angebracht, dessen Ober- und

Unterkessel getrennte Dampfräume und je zwei aus Stufenrohren gebildete Flammrohre besitzen, also oben und unten Heizflächen gleicher Bauart hat. Der Kessel ist in Fig. 86 dargestellt.

Diese Kesselkonstruktion wurde gewählt, weil des beschränkten Raumes im Kesselhause wegen die erwünschte grofse Heizfläche durch Hochbauen des Kessels erzielt werden mufste. Es wurde auf die Verwendung von Rauchrohren im Oberkessel verzichtet, da gereinigtes Speisewasser nicht zur Verfügung steht und Rauchrohre bekanntlich schwer zu reinigen sind.

Die mit dem Dampfkessel unter Benutzung der Axerfeuerung von mir durchgeführten Verdampfungsversuche sind in nachfolgender Zusammenstellung mitgeteilt. Dieselben geben Aufschlüsse sowohl über die mit der mechanischen Feuerung erzielte Güte der Verbrennung als auch über die Leistung der Heizfläche im unteren und im oberen Kessel.

Es wurden im ganzen vier Versuche durchgeführt. Bei den ersten beiden Versuchen wurde oberschlesische Kohle aus der Grube Königin Luise verfeuert, welche aber eine ungewöhnlich starke Schlackenbildung ergab.

Die Versuche wurden daher mit Steinkohlen von der Grube Cleophas vom Reckeschacht bei Kattowitz wiederholt, und zwar wurden bei Versuch 3 und 4 die in den Ober- und in den Unterkessel gespeisten Wassermengen getrennt gemessen. Die bei dem achtstündigen

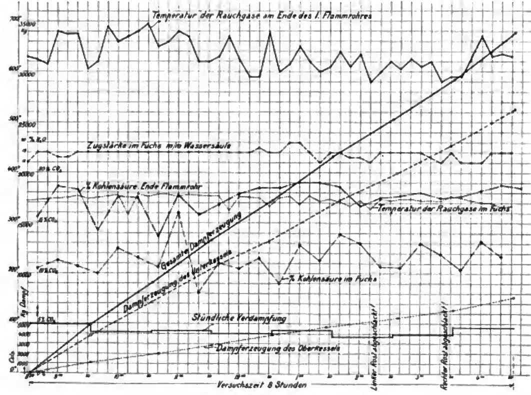


Fig. 87. Verdampfungsversuche mit dem 155 qm Doppelkessel.

Hauptversuch (4) am 5. März 1904 gemachten Ablesungen sind nach den Mittelwerten in ihrem Verlauf in Fig. 87 graphisch dargestellt. Aus diesem Schaubild geht der während des Versuchs vorhandene vorzügliche Beharrungszustand hervor.

Die Versuche sind in mancher Hinsicht lehrreich. In bezug auf die durch die Axerfeuerung erreichte Güte der Verbrennung zeigen sie zunächst, dafs am Ende des ersten Flammrohres der sehr hohe mittlere Kohlensäuregehalt von 17,5% vorhanden war, ein Beweis, dafs die Verbrennung vorzüglich war. Entsprechend dem hohen Kohlensäuregehalt war der Gehalt an freiem Sauerstoff sehr niedrig (1,51%); trotz des geringen Luftüberschusses liefsen sich nur Spuren von CO nachweisen (0,18%).

Die Bedienung der Feuerung durch die Axerapparate war durchaus befriedigend.

Vor dem Rauchschieber betrug der Kohlensäuregehalt im Mittel nur noch 11,5%, und der Gehalt an freiem Sauerstoff stieg auf 7,9%, da infolge der langen Rauchgasführung vom Unter- zum Oberkessel und zurück zum Fuchs reichlich Luft durch das Mauerwerk einströmen konnte.

In bezug auf die Wärmeübertragung lassen die Versuche erkennen, dafs das Stufenflammrohr die Heizgase vorzüglich ausnutzt. Die unteren Stufenflammrohre tragen an ihrem vorderen Ende je ein kurzes Wellrohr, in welches der Rost eingebaut ist. Die unteren Flammrohre nutzen die Rauchgase von der Verbrennungstemperatur, die rechnerisch zu etwa 1100° bestimmt wurde, bis auf 632° aus. Dies entspricht einer Wärmeübertragung pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche von ca. 25000 WE. Die allerdings etwas kürzeren oberen Stufenflammrohre vermochten infolge des geringen hier zur Verfügung stehenden Temperaturgefälles die Heizgase von 632° auf eine Temperatur, die etwas höher als 346° liegt, herunter zu bringen. Die Temperatur der Heizgase beim Austritt aus den oberen Stufenflammrohren konnte nicht gemessen werden. Es konnte vielmehr nur die Temperatur der Heizgase im Rauchschieber beim Austritt aus dem Kessel zu 346° im Mittel bestimmt werden. Für die oberen Stufenflammrohre lassen sich daher die Wärmeübertragungen nicht genau festlegen. Nimmt man als Ausgangstemperatur der Heizgase aus den oberen Stufenflammrohren die beim Rauchschieber gemessene Temperatur von 346° an, so wurden in ihnen pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde 8400 WE. übertragen.

Die Leistung der Stufenflammrohre in bezug auf Wärmedurchgang läfst sich beurteilen, wenn man den pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde und pro 1° Temperaturunterschied erzielten Wärmedurchgang (Wärmedurchgangskoeffizient) ermittelt. Mit Rücksicht auf die Unsicherheit der Ausgangstemperatur aus den oberen Stufenflammrohren soll der Wärmedurchgangskoeffizient nur für die unteren Stufenflammrohre bestimmt werden. Aus nachfolgender Zusammenstellung (s. S. 108) ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient für die unteren Stufenflammrohre zu 35 bis 37 WE., und da man im Mittel bei Kesselheizflächen diesen Koeffizienten zu 23 WE. annimmt, so bestätigen die Versuche von neuem den vorzüglichen Wärmedurchgang der Stufenflammrohre.

Aus der in der Tabelle enthaltenen Zusammenstellung der Versuche ergibt sich, dafs der Unterkessel eine stündliche Verdampfung pro qm Heizfläche von 40 kg, der Oberkessel dagegen nur von 13 kg erzielt hat. Die Leistung pro qm des letzteren betrug also nur etwa

Tabelle.

Verdampfungsversuche an einem Doppel-Stufenrohrkessel für $6\frac{1}{2}$ Atm. mit Axerfeuerung.

	Versuch		I. Hauptversuch	II. Nachversuch (forz.)	III. Vorversuch	IV. Hauptversuch
	Datum und Zeit		20. 2. 04 8^{50} vorm. bis 4^{50} nachm.	22. 2. 04 9^{12} vorm. bis 1^{10} nachm.	4. 3. 04 9^{00} vorm. bis 5^{30} nachm.	5. 3. 04 8^{30} vorm. bis 4^{30} nachm.
	Zeitdauer des Versuchs	Std.	8	4	8	8
	Heizfläche des Unterkessels	qm	82,56	82,56	82,56	82,56
	» » Oberkessels	qm	73,00	73,00	73,00	73,00
	» total	qm	155,0	155,0	155,0	155.0
	Rostfläche total	qm	3,6	3,6	3,6	3,6
	Brennstoff: Oberschlesische Steinkohle, Heizwert	WE	6764	6764	6653	6653
	Kohlenverbrauch in der Versuchszeit	kg	3888,25	2154,0	4085,0	4238,0
	» » 1 Stunde	B kg	486,0	538,5	510,62	529,75
	» auf 1 qm Rostfläche	kg	135,0	149,5	141,6	147,0
	Asche in der Versuchszeit	kg	90,0	59,0	120,0	117,50
	Schlacke in der Versuchszeit	kg	124,5	51,0	67,0	64,50
	Heizwert der Schlacke	WE	—	—	—	3704,0
	Mittlerer Dampfdruck	kg/qcm	2,75	2,86	2,73	2,78
Unterkessel	Speisewasser während der Versuchszeit	kg	—	—	25126,3	26234,70
	» in 1 Stunde	D_1 kg	—	—	3140,8	3279,34
	Mittlere Temperatur des Speisewassers	° C	9,95	10,7	9,5	8,35
	Dampfwärme pro kg	WE	639,4	639,0	639,8	641,09
	Bruttoverdampfungsziffer	$\frac{D_1}{B}$ kg	—	—	6,16	6,19
	Nettoverdampfungsziffer, 0° Wasser, 100° Dampf	kg	—	—	6,19	6,23
	Anstrengung der Heizfläche	$\frac{D_1}{H}$ kg	—	—	38,30	40,0
	» , bezogen auf Dampf von 6,5 Atm.	kg	—	—	37,30	39,0
Oberkessel	Speisewasser in der Versuchszeit	kg	—	—	7603,1	7686,5
	» » 1 Stunde	D_2 kg	—	—	950,4	960,8
	Mittlere Temperatur des Speisewassers	°C	9,95	10,7	13,2	9,9
	Dampfwärme pro kg	WE	639,4	639,0	636,1	639,5
	Anstrengung der Heizfläche	$\frac{D_2}{H_2}$ kg	—	—	13,02	13,16
	» , bezogen auf Dampf von 6,5 Atm.	kg	—	—	12,62	12,81
Kombin. Kessel	Gesamtspeisewasser in der Versuchszeit	kg	30718,00	17252,9	32729,4	33921,2
	» » 1 Stunde	D kg	3839,75	4313,22	4091,2	4240,15
	Bruttoverdampfungsziffer	$\frac{D}{B}$ kg	7,90	8,03	8,02	8,02
	Nettoverdampfungsziffer, 0° Wasser, 100° Dampf	kg	**7,94**	**8,06**	**8,04**	**8,04**
	Mittl. Anstrengung der Heizfläche	$\frac{D}{H}$ kg	24,75	27,82	26,40	27,35
	» » bezogen auf Dampf von 6,5 Atm.	kg	24,10	27,05	25,70	26,67
Wärmeausnutzung für die Stunde	Durch verbrannte Kohle zugeführte Wärme	WE	3 287 300	3 642 400	3 397 150	3 524 425
	» » » » » abzügl. Schlacke	WE	—	—	—	3 494 560
	Im Dampf abgeführte Wärme: Unterkessel	WE	—	—	2 018 000	2 102 352
	» » » » Oberkessel	WE	—	—	605 000	614 476
	» » » » Insgesamt	WE	2 450 950	2 756 150	2 623 000	2 716 828
	In Schlacke » »	WE	—	—	—	29 865
	Wirkungsgrad η des Kessels	%	**74,5**	**75,6**	**77,3**	**77,1**
	» » » (unter Berücksichtigung d. Schlacke)	%	—	—	—	77,7
	Bemerkungen		Bei I und II Verfeuerung von Oberschles. Steinkohle von Grube Königin Luise bei Zobrze, mit bedeutender Schlackenbildung		Bei III und IV Steinkohle von Grube »Cleophas«, Reckeschacht in Kalenze bei Kattowitz	

ein Drittel derjenigen des Unterkessels, ohne dafs es im Oberkessel gelang, die Rauchgase ganz bis auf die zur Zugerzeugung nötige untere Grenze von 200 bis 230° auszunutzen.

	Versuch	III	IV
	Datum	4. 3. 04.	5. 3. 04.
		Unterkessel	
Wärmemenge pro qm Heizfläche/Std.	WE	24500	25500
t_1 Temperatur der Heizgase am Heizflächenanfang	°C	1100	1100
t_2 Temperatur der Heizgase am Heizflächenende	°C	627	632
t_d Temperatur des gesättigten Dampfes	°C	140	140
Mittlerer Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Dampf	°C	696	700
k Wärmedurchgangskoeffizient	WE	35,2	36,4

Die Versuche lassen erkennen, dafs die verhältnismäfsig geringe Heizfläche des Oberkessels, die noch dazu um 9,56 qm hinter der des Unterkessels zurückbleibt, bei dem im Oberkessel zur Verfügung stehenden niedrigen Temperaturgefälle nicht ausreicht, den Heizgasen genügend Wärme zu entziehen. Der immerhin kostspielige Oberkessel bietet daher nur dann Vorteile, wenn er entsprechend der durch das geringere Temperaturgefälle bedingten wesentlich kleineren spezif. Leistung eine wesentlich gröfsere Gesamtheizfläche wie der Unterkessel aufweist.

Die Versuche bestätigen wiederum, dafs bei Doppelkesseln nur die Anwendung von Rauchrohren im Oberkessel, die eine grofse Heizfläche leicht unterzubringen gestatten, eine vollkommene Ausnutzung der Rauchgase ermöglicht, eine Bauart, die aber bei ungereinigtem Speisewasser praktische Nachteile aufweist.

Immerhin betrug trotz der verhältnismäfsig hohen Abgastemperatur von 346° die mit dem Doppel-Stufenrohrkessel durch die Axerfeuerung erzielte Ausnutzung der Kohle 77%. Wenn man erwägt, dafs dem Kessel kaltes Speisewasser von 8° zugeführt wurde und dafs die Rauchgase infolge der Bauart des Oberkessels mit der verhältnismäfsig hohen Temperatur von 346° in den Fuchs gelangten, so mufs diese insbesondere durch die vorzügliche Befeuerung seitens der Axerfeuerung erzielte Ausnutzung der Kohle als günstig bezeichnet werden. Dies läfst auch die mit der Kohle von 6653 WE Heizwert erzielte achtfache Verdampfung erkennen.

Würde anstatt des Flammrohroberkessels ein solcher mit Rauchrohren gewählt worden sein, so hätte sich zweifellos eine Ausnutzung bis zu 80% erzielen lassen.

Aus der durch die Versuche festgestellten vorzüglichen Verbrennung ergibt sich von selbst, dafs eine Rauchbildung kaum auftreten konnte. Tatsächlich arbeitete die Axerfeuerung vollkommen rauchfrei und nur bei dem ca. alle halbe Stunde erfolgten Durchrühren der Kohlen trat auf einige Sekunden eine schwache Rauchbildung auf.

Das Ergebnis der Versuche und des jetzt nahezu zweijährigen Betriebes kann man dahin zusammenfassen, dafs die Axerfeuerung alle an eine mechanische Rostbeschickung in bezug auf Ausnutzung des Brennmaterials, Rauchlosigkeit und Betriebssicherheit zu stellenden Anforderungen vollkommen erfüllt und eine wirtschaftliche Verbesserung des Kesselbetriebs ermöglicht. Aufserdem gestattet die mechanische Feuerung eine erhebliche Verringerung des Heizerpersonals, wenn die Kohle auch mechanisch in die Einschütttrichter geworfen wird.

Ähnliche Erfolge weist bei den Wasserrohrkesseln der von Babcock & Wilcox eingeführte Wanderrost auf, der die Ausnutzung der Wasserrohrkessel bis auf 78% gebracht hat. Über Betriebs- und Versuchsergebnisse mit dieser Feuerung werde ich demnächst berichten.

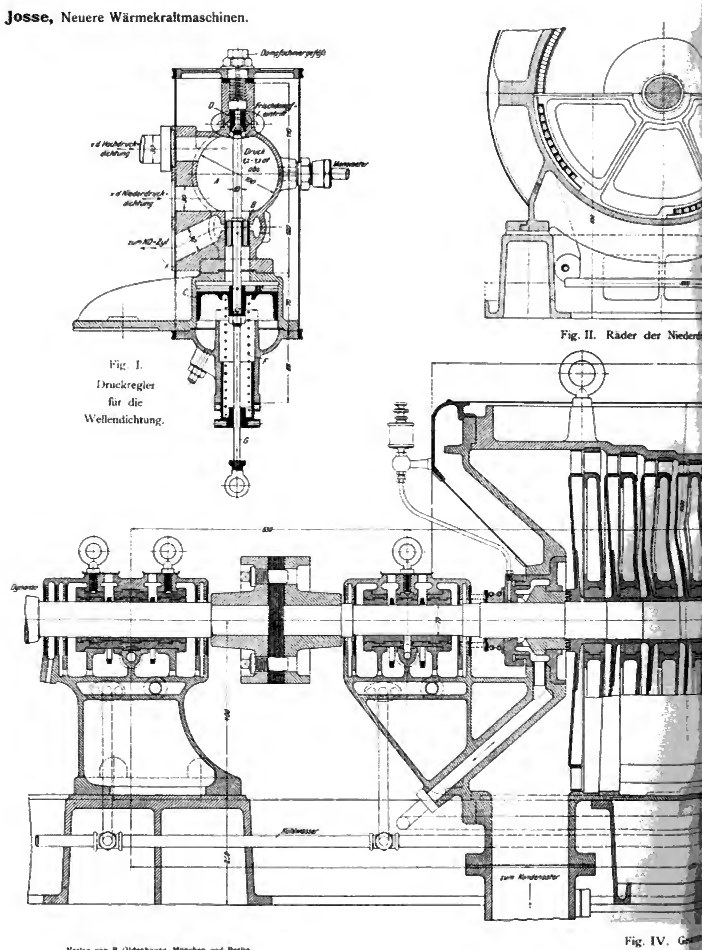


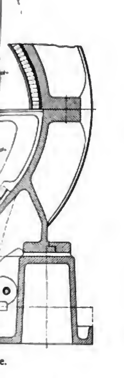
Fig. I. Druckregler für die Wellendichtung.

Fig. II. Räder der Nieder…

Fig. IV. Ge…

150 KW-Rate…

Verlag von R. Oldenbourg, München und Berlin.



e.

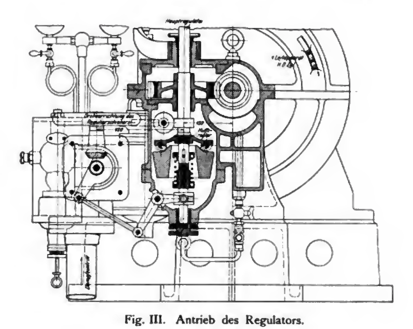


Fig. III. Antrieb des Regulators.

Ueberlastungsventil

3 teilig

2 teilig Aluminium

Graugufs

Druckregulator für Stopfbüchsen

Federgehäuse des Hülfsabschlußventils

Kühlwasser

aung der Turbine.

Druck von Klein & Volbert.

lkon-Dampfturbine.

Kalender für Gesundheitstechniker. Taschenbuch für die Anlage von Lüftungs-, Zentralheizungs- und Badeeinrichtungen. Herausgegeben von **Herm. Recknagel,** Ingenieur. In Brieftaschenform (Leder) geb. M. 4.—.

Leitfaden der Hygiene für Techniker, Verwaltungsbeamte und Studierende dieser Fächer. Von Prof. **H. Chr. Nußbaum** in Hannover. 601 Seiten. gr. 8° mit 110 Abb. Preis elegant geb. M. 16.—.

Die städtische Wasserversorgung im Deutschen Reiche und einigen Nachbarländern. Auf Anregung des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern bearbeitet von **E. Grahn,** Zivilingenieur. 2 Bände. 4°. Preis geb. M. 67.—. Aus diesem Werke kann apart bezogen werden: Erster Band: **Preußen.** 560 Seiten groß 4° mit ca. 900 Tabellen. Preis in Leinwand geb. M. 26.—. Zweiter Band, erstes Heft: **Bayern.** 224 Seiten groß 4° mit 81 Tabellen. Preis broschiert M. 10.—. Zweiter Band, zweites Heft: **Die Staaten des Deutschen Reiches außer Preußen und Bayern.** Preis broschiert M. 28.50. Preis des zweiten Bandes kompl. (Die Staaten des Deutschen Reiches außer Preußen) geb. M. 41.—.

Kgl. Bayer. Wasserversorgungsbureau. Geschäftsbericht für das Jahr 1902. Mit einer Übersicht über die 25jährige Tätigkeit. 134 S. 4°. Mit 15 Lichtdrucktafeln und 1 Karte. Preis M. 20.—. Für das Jahr 1903: 70 S. 4°. Preis M. 3.50. — Für das Jahr 1904: 76 S. 4°. Preis M. 3.50.

Schleusenanlagen. Vergleich zwischen den verschiedenen Betriebsarten. Von Dr.-Ing. **Willy Gilier.** 79 Seiten 8°. Mit 38 Abbildungen und 6 Tafeln. Preis broschiert M. 4.50.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie. Begründet von Prof. Dr. **Hans Lorenz,** dipl. Ingenieur. Unter Mitwirkung hervorragender Gelehrten und Praktiker herausgegeben von **Richard Stetefeld,** dipl. Ingenieur, Pankow-Berlin. Monatlich ein Heft von wenigstens 20 Seiten Text mit Abbildungen. Preis M. 16.—. Diese Zeitschrift behandelt die Kälteindustrie in ihrem vollen Umfange und nach dem derzeitigen Stande der Technik und der damit zusammenhängenden Wissenszweige und will ebensowohl den Konstrukteuren und Fabrikanten von Kältemaschinen und einschlägigen baulichen Anlagen, als auch den Besitzern solcher Anlagen und den betriebsführenden Ingenieuren derselben als Ratgeber dienen.

Neuere Kühlmaschinen, ihre Konstruktion, Wirkungsweise und industrielle Verwendung. Leitfaden für Ingenieure, Techniker und Kühlanlagenbesitzer, bearbeitet von Dr. **Hans Lorenz,** Professor an der technischen Hochschule Danzig, dipl. Ingenieur. Dritte, durchgesehene und vermehrte Auflage. VIII und 374 Seiten. 8°. Mit 208 Abbildungen. In Leinwand geb. M. 10.—.

Ammoniak-Kompressions-Kältemaschinen. Prüfung und Berechnung derselben an Hand des Indikatordiagramms von **Gustav Döderlein,** Doktor der technischen Wissenschaften. 113 Seiten. 8°. Mit zahlr. Abb. Eleg. geb. M. 4.—.

Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen. Herausgegeben von Zivilingenieur **W. Ad. Müller.** Jährlich 24 Hefte mit zahlreichen Abbildungen. Preis M. 9.— pro Semester. In der „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen" gelangen zur Veröffentlichung wissenschaftliche Aufsätze — Theorie wie Praxis — aus dem Gebiete der Dampfturbinen (Thermodynamik) mit Einschluß der Turbodynamos, der Wasserturbinen (gesamte technische Hydraulik), der Turbinenschiffe, Wind-, Heißluft- und Gasturbinen, sowie auch der Kreisel-Pumpen und Ventilatoren einschließlich der rotierenden Kompressoren, sodann eingehende Beschreibung und Darstellung ausgeführter oder projektierter Anlagen, Berichterstattung über Betriebsergebnisse, Ausführungen, Projekte, Besprechung der Fachliteratur usw. Eine Gewähr für die fachliche Lösung dieser Aufgabe bietet der große Kreis von ständigen Mitarbeitern, der die hervorragendsten Fachgelehrten und Praktiker zu seinen Mitgliedern zählt.

Elektrische Bahnen und Betriebe. Zeitschrift für Verkehrs- und Transportwesen. Herausg. **Wilhelm Kübler,** Professor a. d. Kgl. Techn. Hochschule zu Dresden. Jährlich 36 Hefte mit zahlreichen Tafeln. Preis pro anno M. 16.—. Das Programm der Zeitschrift umfaßt das gesamte elektrische Beförderungswesen, also nicht nur das ganze Gebiet elektrischer Bahnen (insbesondere auch der Vollbahnen), sondern auch die Massengüterbewältigung, Hebezeuge, Selbstfahrer, Boote etc. Sie enthält Aufsätze wissenschaftlichen Inhaltes aus dem Gebiete des elektrischen Verkehrs- und Transportwesens mit Einschluß aller dazu gehörenden technischen Hilfsmittel, eingehende Beschreibung und zeichnerische Darstellung von bedeutenden Ausführungen und Projekten, Mitteilung von Betriebsergebnissen, Behandlung wirtschaftlicher Fragen und Aufgaben unter Berücksichtigung der Betriebsführung und des Rechnungswesens, kurze Berichterstattung über allgemein interessierende Vorgänge in der in- und ausländischen Praxis, über die wesentlichen Erscheinungen der Fachliteratur, der Statistik usw.

Bau und Instandhaltung der Oberleitungen elektrischer Bahnen. Von **P. Poschenrieder,** Ober-Ing. der Österreich. Siemens-Schuckertwerke. VII u. 200 Seiten. gr. 8°. Mit 226 Text-Abbildungen und 6 Tafeln. Preis M. 9.—.
Das Werk stammt aus der Feder eines mitten in den praktischen Ausführungen stehenden Fachmannes; da ihm außerdem die reichen Erfahrungen einer der ersten Weltfirmen auf dem Gebiete des elektrischen Bahnwesens zu Gebote stehen, so ist von vornherein volle Gewähr dafür vorhanden, daß, im Gegensatze zu manchen Veröffentlichungen außerhalb des Gebietes der eigentlichen Ausführungspraxis Stehender, dem Stande bewährter Technik und ihrer neuesten Fortschritte durchweg Rechnung getragen ist. Das Werk darf als eine der besten Veröffentlichungen auf dem in Betracht kommenden Gebiete bezeichnet werden.
Zeitung des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1905. Nr. 14.

Elektrisch betriebene Strafsenbahnen. Taschenbuch für deren Berechnung, Konstruktion, Montage, Lieferungsausschreibung, Projektierung und Betrieb. Herausgegeben von **S. Herzog,** Ingenieur. VI u. 475 Seiten. Mit 377 Fig. im Text u. 4 Taf. Preis eleg. in Leder geb. M. 8.—.

Die Verwendung des Drehstroms, insbesondere des hochgespannten Drehstroms für den Betrieb elektrischer Bahnen. Betrachtungen und Versuche von Dr.-Ing. **W. Reichel,** Obering. der Firma Siemens & Halske, A.-G. 10 Bog. 8° mit zahlr. Abb. u. 7 Tafeln. Preis geb. M. 7.50.

Elektrotechnisches Auskunftsbuch. Alphabetische Zusammenstellung von Beschreibungen, Erklärungen, Preisen, Tabellen und Vorschriften, nebst Anhang, enthaltend Tabellen allgemeiner Natur. Herausgegeben von **S. Herzog,** Ingenieur. IV und 856 Seiten 8°. Preis gebunden M. 10.—. Ein Werk, das kurz, aber erschöpfend alle die zahlreichen elektrotechnischen Begriffe erläutert und infolge der alphabetischen Anordnung ohne Mühen und zeitraubendes Suchen umfassende, objektiv gehaltene Auskunft gibt über die besonders für die Praxis so außerordentlich wichtigen Preise der zahlreichen elektrotechnischen Artikel, über die Erstellungs- und Betriebskosten ganzer Anlagen oder Teile derselben und, wo nötig, über die Behandlungsarten der einzelnen Materien etc. Das Werk wird sich daher als ein unentbehrliches Hilfsmittel für alle elektrotechnischen Interessentenkreise, also Konstrukteure wie Kalkulations-Ingenieure oder Betriebsleiter, Installationsgeschäfte, sowie insbesondere auch für die in die Praxis tretenden jüngeren Ingenieure erweisen.

Entwurf elektrischer Maschinen und Apparate. Moderne Gesichtspunkte für diesen von Dr. **F. Niethammer,** Professor an der Technischen Hochschule zu Brünn. IV und 192 S. 8°. Mit 237 Abbildungen. Preis elegant geb. M. 8.—.

Erläuterungen zu den Sicherheitsvorschriften für den Betrieb elektrischer Starkstromanlagen. Herausgegeben von der Vereinigung der Elektrizitätswerke. 19 S. 8°. Preis —.50.

Der wahlweise Anruf in Telegraphen- und Telephonleitungen und die Entwicklung des Fernsprechwesens. Von **J. Baumann.** VIII u. 96 S. 8° mit 25 Abb. (Die Schwachstromtechnik in Einzeldarstellungen Band I.) Preis M. 2.50.

Deutscher Kalender für Elektrotechniker. Herausgegeben von **F. Uppenborn,** Stadtbaurat in München. 23. Jahrgang. Zwei Teile, wovon der 1. Teil in Brieftaschenform (Leder) gebunden, Preis M. 5.—.

Österreichischer Kalender für Elektrotechniker. Unter Mitwirkung hervorragender Fachleute herausgegeben von **F. Uppenborn,** Stadtbaurat. Preis Kr. 6.—.

Schweizerischer Kalender für Elektrotechniker. Unter Mitwirkung von Ingenieur **S. Herzog,** Zürich, herausgegeben von **F. Uppenborn,** Stadtbaurat. Preis Frs. 6.50.

